

Ingeniería del calor

2013

Dr. Antonio Valiente Barderas



Acerca del autor

Curriculum resumido

Antonio Valiente Barderas nació en Madrid, España en 1941. Al emigrar sus padres lo trajeron a México en 1950. Desde 1955 tiene la nacionalidad mexicana. Es ingeniero químico egresado de la Facultad de Química de la UNAM en 1965, casado y con tres hijos.

Tiene la maestría en Ingeniería Química del Tecnológico de Loughborough en Inglaterra en 1970 y la maestría en Administración Industrial de la Facultad de Química de la UNAM en 1980. En 1997 obtuvo el doctorado de Ciencias en la Facultad de Química de la UNAM y el doctorado en Docencia en la Universidad La Salle de México.

Es profesor universitario desde 1966 y profesor de tiempo completo en la Facultad de Química de la UNAM desde 1971 en donde ha sido, entre otras cosas, Jefe del laboratorio de Ing. Química y Coordinador de la misma Carrera.

Ha dado, además, clases de ingeniería química en la U. Ibero A, U. La Salle, la Universidad Simón Bolívar, la U.A. de Yucatán, la U.A. Del Carmen, la U.A. de Baja California, la U.A. de Veracruz en Xalapa, la Universidad del Valle de México campus Lomas Verdes y el Tecnológico de Monterrey Campus Estado de México.

Es autor de 20 libros y 35 artículos sobre la Ingeniería Química y ha dirigido más de 100 tesis de licenciatura sobre esa especialidad. Sus áreas de interés son las Operaciones Unitarias y la Enseñanza de la Ingeniería Química.

Actualmente trabaja en la Facultad de Química de la UNAM, en donde es profesor titular e investigador, tiempo completo nivel C y tiene una antigüedad de más de 40 años en la UNAM.

En 1998 La Sociedad Química de México le otorgó el premio nacional Andrés Manuel Del Río en docencia. En 2004 el Instituto Mexicano de Ingenieros químicos (IMIQ) le otorgó el premio Estanislao Ramírez por la excelencia en la docencia de la Ingeniería química.



El estudio de la transferencia de calor es fundamental en todas las ingenierías, ya que el calor es una de las formas en que se transmite la energía y la forma final en que transforman todas. La aplicación de los conocimientos de cómo se transfiere el calor ha llevado a la transformación del mundo mediante la creación de todo tipo de máquinas y aparatos. En especial, los ingenieros pueden ver su utilidad inmediata en el diseño de calderas, intercambiadores de calor, radiadores, condensadores, re hervidores, refrigeradores, acondicionadores, etc.

El estudio de estos tópicos se lleva a cabo en casi todas las universidades y centros de investigación teórica y aplicada de nuestro planeta ya que su conocimiento es de importancia primaria en un mundo escaso de energía.

Son numerosos los libros publicados sobre el tema y aún más numerosos los artículos que se publican mensualmente en multitud de revistas especializadas sobre los diferentes aspectos teóricos y prácticos de la transferencia de calor. Estas notas no pueden competir con ellos, sólo tienen por objeto mostrar en una forma sintética los aspectos generales que a juicio del autor son los que debe conocer y manejar un estudiante que cursa alguna licenciatura en ingeniería. Para el mejor aprovechamiento de este libro se aconseja tener una lectura previa del libro “Introducción a la Transferencia de Calor” del autor.

Para lo tratado en este libro, se parte de la seguridad de que el lector tiene conocimientos de lo que es el calor y de cómo lo cuantificamos, así como de las formas en que se transmite. Con esos conocimientos en mano, en este libro se procederá al diseño de algunos equipos industriales sencillos en los que se aplicarán todos los conocimientos adquiridos durante los cursos de transferencia de calor, ingeniería térmica o calorimetría.

Enero 2013

Dr. Antonio Valiente Barderas

Contenido

Introducción.

Capítulo I.- Generalidades sobre intercambiadores de calor

Capítulo II.- Intercambiadores de doble tubo.

Capítulo III.- Intercambiadores de serpentín y chaqueta.

Capítulo IV.- Transferencia de calor a régimen transitorio.

Capítulo V.- Intercambiadores de coraza y tubos.

Capítulo VI.- Condensadores.

Capítulo VII.- Re hervidores.

Capítulo VIII.- Intercambiadores de calor de flujo cruzado.

Capítulo IX.- Refrigerantes de aire, aerorrefrigerantes o sólo aire.

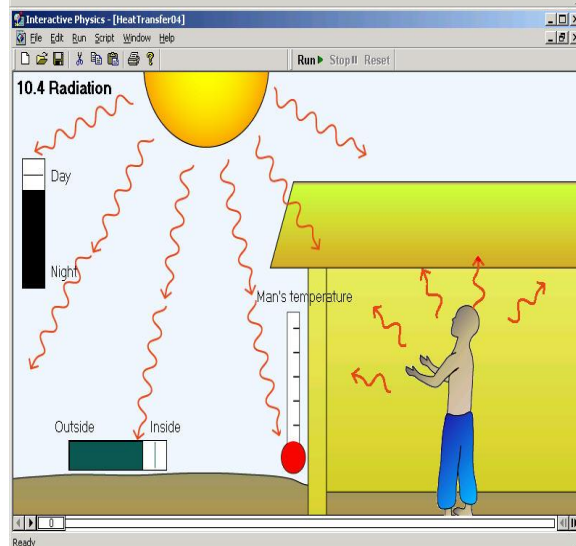
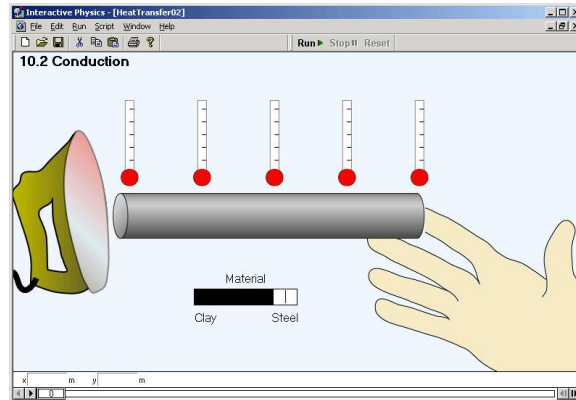
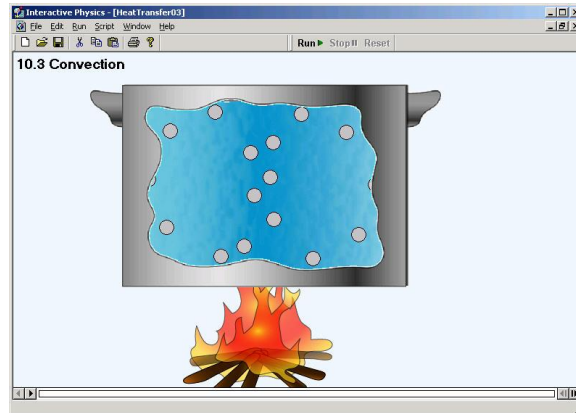
Capítulo X.- Evaporadores.

Capítulo XI.- Hornos.

Capítulo XII.- Calor solar.

Capítulo XIII.- Combustión.

Introducción.

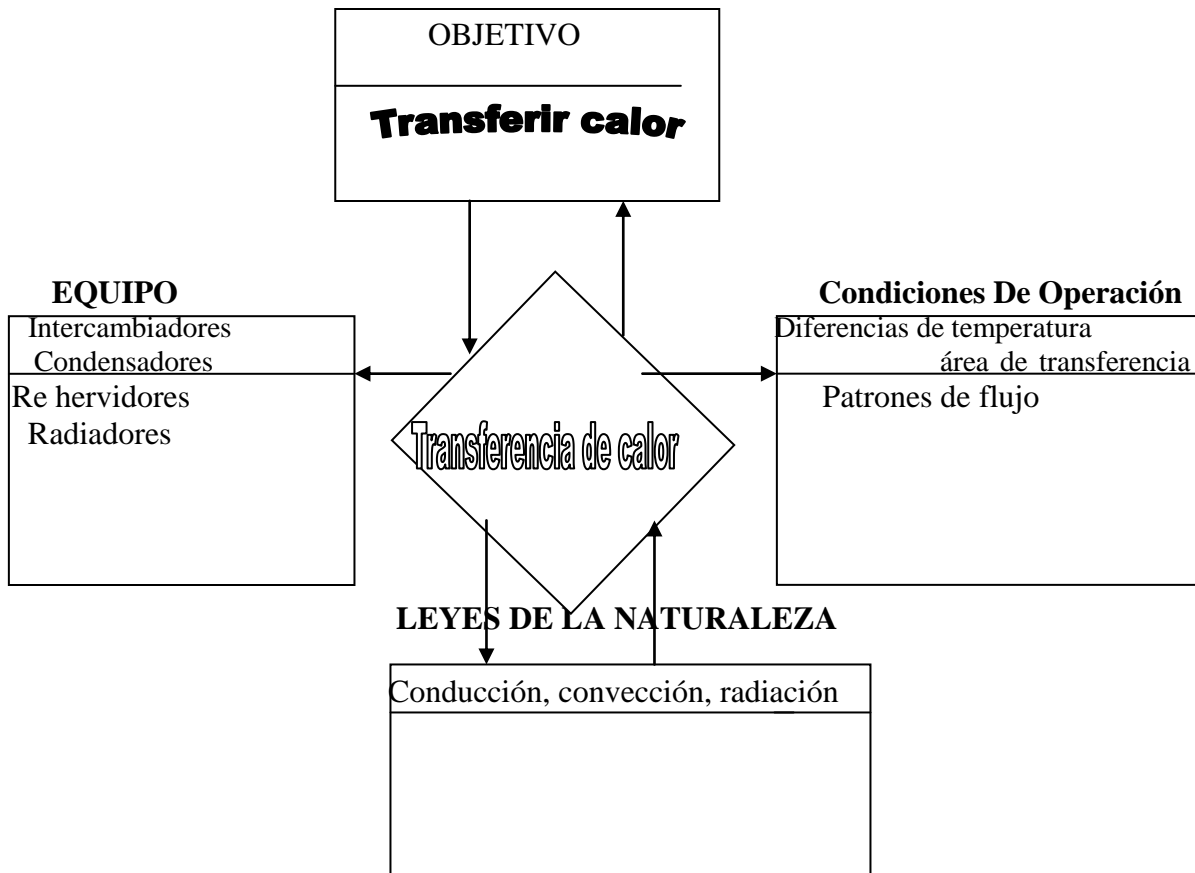


En cualquier industria de procesamiento de materia son numerosos los equipos que emplean la transferencia de calor. Esos equipos pueden emplearse para calentar, enfriar,

evaporar, condensar o cocinar para cambiar el estado físico de las corrientes líquidas o gaseosas que se emplean para procesarlos. Estos equipos reciben por lo general nombres que muestran la función que desempeñan tales como: calentadores, enfriadores, condensadores, evaporadores, re hervidores, etc. Los equipos para transferir calor suelen ser con frecuencia, partes de otros equipos más complejos, como columnas de destilación, evaporadores, reactores, etc.

El calor, es una forma de transmisión de energía de un cuerpo a otro, la otra forma es el trabajo. El calor se puede definir como la energía en tránsito producida por una diferencia de temperaturas. Es decir, la energía (el calor) se transferirá de un cuerpo a otro mientras las temperaturas sean diferentes. Si los cuerpos están a la misma temperatura, cesa la transferencia del calor.

El calor puede transferirse de un cuerpo a otro mediante tres mecanismos, a saber: conducción, convección y radiación.



Objetivo.

Mediante las operaciones de transferencia de calor se desea cambiar el contenido térmico de las corrientes de un proceso ya sea enfriando, calentando, evaporando, o condensando la corrientes. El aumento de temperatura se utiliza para llevar a cabo una reacción química, para vaporizar una corriente líquida o para destilar.

Cuando se desea bajar la temperatura es para enfriar una reacción, eliminar el calor generado por compresión, condensar corrientes gaseosas, enfriar destilados o recuperar calor.

Para calentar una corriente lo más frecuente es emplear vapor de agua, o bien una corriente de proceso que se encuentre a mayor temperatura. Para enfriar una corriente lo más común es emplear agua de enfriamiento, aire o gases condensados como, etileno, propileno, amoníaco, etc.

Leyes de la naturaleza.

- **Temperatura:** Es la magnitud física que mide la sensación subjetiva de calor o frío de los cuerpos y del ambiente. La temperatura es una medida del calor o energía térmica de las partículas en una sustancia. Como esa energía es función del movimiento promedio de las partículas, la temperatura no depende del número de partículas en un objeto y por lo tanto no depende de su tamaño. Por ejemplo, la temperatura de una taza de agua hirviendo es la misma que la temperatura de una olla hirviendo, a pesar de que la olla sea más grande. La temperatura es por lo tanto una medida de la energía media de las moléculas en una sustancia y no depende del tamaño o tipo del objeto. La temperatura también se puede definir como una medida de la intensidad del calor. El calor y la temperatura están relacionados entre sí, pero son diferentes. La temperatura no es energía en tránsito, el calor sí.
- **Energía:** Energía es todo aquello capaz de producir movimiento en un cuerpo. La energía no se crea ni se destruye sólo se transforma. La energía se puede presentar en varias formas, por ejemplo como energía cinética (debida a la velocidad), energía potencial (debida a la posición del objeto), energía de presión (debida a la presión que tiene el objeto) o energía térmica (debida a la temperatura que tiene el objeto).
- **Calor y trabajo:** Son dos las formas en que se puede transmitir la energía a un objeto: el calor y el trabajo: El trabajo es la forma de transferir energía de un cuerpo a otro mediante una diferencia de presiones. El calor se transfiere a un objeto cuando existe una diferencia de temperaturas. El calor es energía en tránsito. El calor cuando llega a un objeto hace que aumente su temperatura o su presión o ambas. El calor se puede transferir mediante tres mecanismos: conducción, convección y radiación.

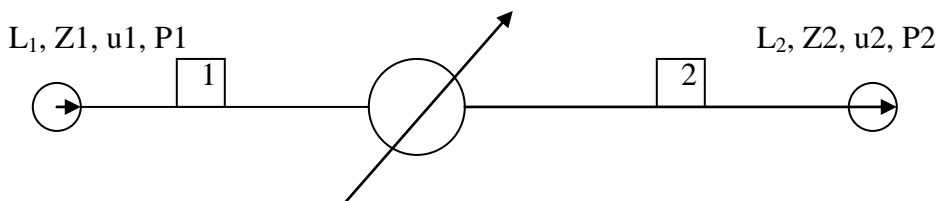
Operaciones de transferencia de calor.

Se denominan operaciones de transferencia de calor a: la evaporación, la condensación, el intercambio de calor, por conducción, convección y radiación, etc. Estas operaciones se llevan a cabo en equipos llamados: intercambiadores de calor, hornos, condensadores, hervidores, calderas, radiadores, refrigeradores, etc.

En las operaciones de transferencia de calor se requieren de balances precisos de materia y de energía, además de conocimiento de termodinámica, especialmente de las leyes de la calorimetría, las que en combinación con las leyes de transferencia de calor por convección, conducción y radiación dan los elementos necesarios para el diseño de procesos que involucran la transferencia de energía mediante el calor.

Alrededor de todo equipo de transferencia de calor se pueden efectuar balances de materia y energía

El balance general en un equipo dado sería:



Sí $L_1 = L_2$; La masa entrante es igual a la saliente.

$$L (\Delta E) = Q$$

En donde ΔE es el cambio de energía.

Para los equipos de transferencia de calor

$$\Delta E = \Delta H$$

Siendo H la entalpía, por lo tanto:

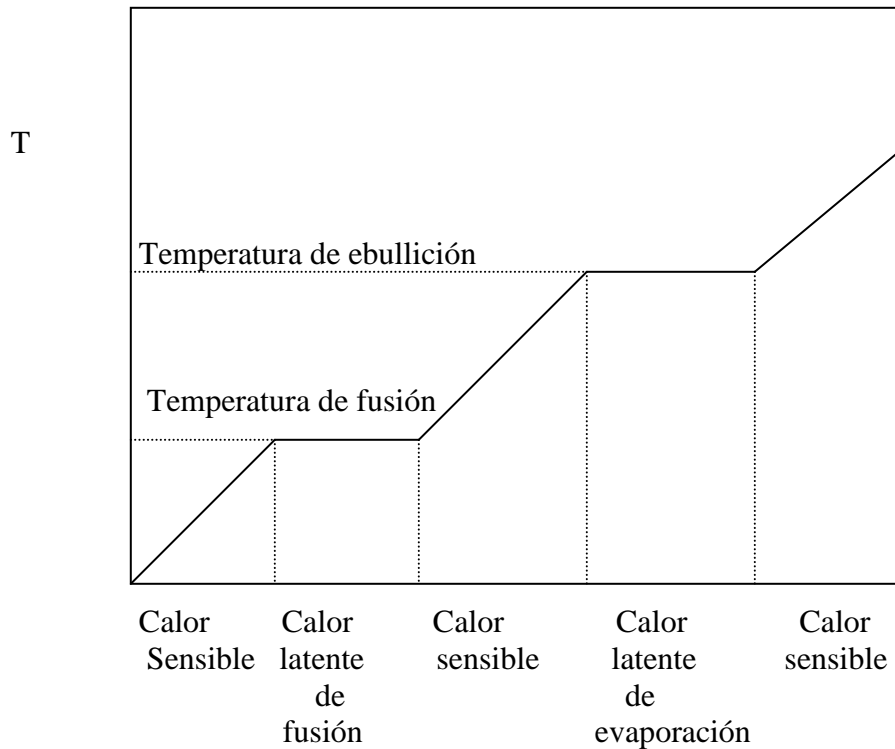
$$L (\Delta H) = Q$$

O, en palabras, la adición o sustracción de calor en un equipo de transferencia de calor sirve para cambiar la entalpía de la corriente procesada.

La entalpía de una corriente procesada en un equipo de transferencia de calor puede cambiar ya sea mediante el aumento o la disminución de su temperatura o mediante el cambio de estado físico del cuerpo.

Al proporcionar calor a un cuerpo sólido se acrecienta la temperatura de éste; así, llegando cierto momento, la energía que posee es tan grande, que resulta imposible permanecer en ese estado y comienza a fundirse. El cambio de fase se efectúa a temperatura constante y durante este cambio la sustancia solamente absorbe energía para romper las fuerzas físicas que lo mantenían en ese estado. Si el líquido recibe calor comenzará a calentarse y a aumentar su temperatura hasta llegar de nuevo a un punto, en el que comenzará a cambiar de estado, vaporizándose. El cambio de estado se producirá a temperatura constante. El

vapor resultante al seguir recibiendo calor continuará aumentando su temperatura. El proceso descrito está plasmado gráficamente en el siguiente diagrama:



El proceso anterior es reversible, o sea, que partiendo de un vapor, éste se puede enfriar hasta condensarlo y el líquido resultante ser enfriado hasta que se solidifique.

Calor sensible y calor latente.

Se denomina calor sensible a aquella forma de energía que recibe un cuerpo sin cambiar su estado físico, mientras cambia su temperatura. En general, se ha observado que la cantidad de calor necesario para enfriar o calentar a un cuerpo es proporcional a la masa de este cuerpo y a la cantidad de grados en que cambia su temperatura.

El calor sensible se puede calcular por:

$$Q_s = (\Delta H) L = L C_{p_{medio}} (T_1 - T_2)$$

En donde $C_{p_{medio}}$ es la capacidad calorífica media a presión constante. Como las capacidades caloríficas varían con la temperatura, el $C_{p_{medio}}$ se puede obtener de forma aproximada como:

$$C_{p_{medio}} = \frac{C_{p \text{ a la temperatura } T_1} + C_{p \text{ a la temperatura } T_2}}{2}$$

Las capacidades caloríficas son propiedades de las sustancias y de su estado físico en que se encuentran.

Se dice que un cuerpo recibe calor latente cuando al hacerlo cambia de estado físico. Este cambio se hace a temperatura constante.

El calor latente se puede calcular por:

$$Q_{\lambda} = (\Delta H)L = L \lambda$$

En donde λ es el calor latente del cambio de estado de la sustancia en cuestión. Los calores latentes varían con el estado físico y con la presión.

Al sumarse calores latentes y calores sensibles, se obtiene la energía que se requiere para llevar a una sustancia de una temperatura a otra. Para el caso de la gráfica anterior esto quedaría como:

$$Q = LCp_{sólido}(T_f - T_1) + L \lambda_{fusión} + LCp_{líquido}(T_e - T_f) + L \lambda_{ebullición} + LCp_{vapor}(T_2 - T_e)$$

En donde:

t_f = temperatura de fusión; T_e = temperatura de ebullición

$\lambda_{fusión}$ = calor latente de fusión; $\lambda_{ebullición}$ = calor latente de ebullición.

En muchos casos, el cambio de temperaturas no es tan grande como para que se produzca el cambio de una sustancia de sólido a vapor o viceversa, por lo cual, no se aplica la ecuación anterior en su totalidad, sino parcialmente.

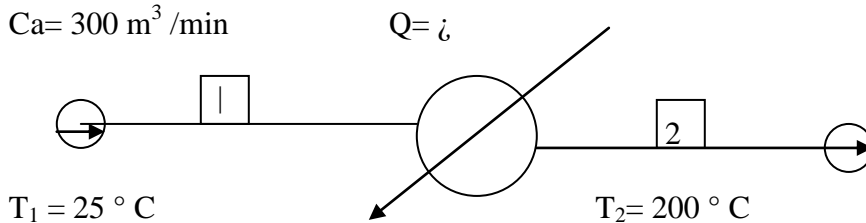
Para emplear la ecuación anterior se requieren de datos de capacidades caloríficas y de calores latentes, así como de temperaturas de fusión y de ebullición. Estos datos se encuentran en tablas o apéndices para algunas sustancias.

Ejemplo 1

¿Qué cantidad de calor habrá que suministrarle a $300 \text{ m}^3 / \text{min}$ de aire (medido a 0°C y 1 atm) para pasarlo de 25°C a 200°C ?

1.- Traducción.

$C_a = 300 \text{ m}^3 / \text{min}$



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión

Este problema puede resolverse utilizando los Cp medios de las gráficas o los Cp puntuales.

2.1.- Calor.

$$Q = G C_{p\text{medio}} (T_2 - T_1)$$

2.2.- Gasto de aire.

$$PCa = \tilde{G} RT$$

$$G = \tilde{G} PM$$

3.- Cálculos.

3.12.- Gasto de aire.

$$\tilde{G} = \frac{1 \text{ atm} (300 \frac{\text{m}^3}{\text{min}})}{0.082 \frac{\text{m}^3 \text{ atm}}{\text{kgmol}^\circ \text{K}} (273^\circ \text{K})} = 13.4 \frac{\text{kgmol}}{\text{min } \text{uto}}$$

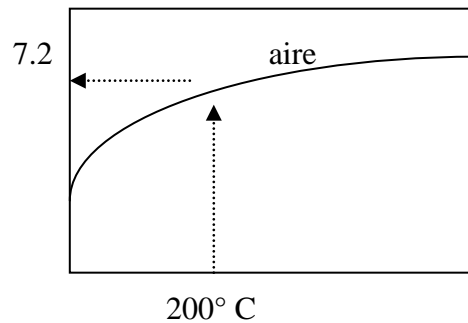
$$G = 13.4 \frac{\text{kgmol}}{\text{min}} \times \frac{29 \text{ kg}}{\text{kgmol}} = 388.63 \frac{\text{kg}}{\text{min } \text{uto}}$$

3.2.- Calor.

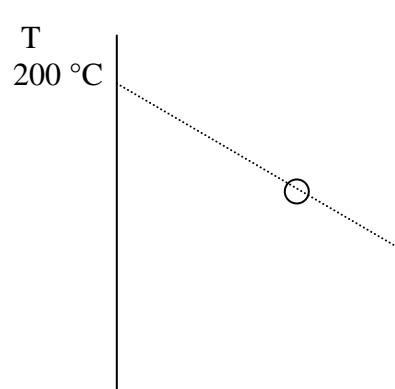
Cp medio entre 25 ° C y 200 ° C

$$\tilde{C}_{p\text{medio}} = 7.2 \frac{\text{kcal}}{\text{kgmol}^\circ \text{C}}$$

$$C_{p\text{medio}} = \frac{7.2}{29} = 0.248 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ \text{C}}$$



Para obtener el Cp de los gases



$$Cp_{25} = 0.24$$

$$Cp_{200} = 0.25$$

Aire No.27 Cp = 0.25

$$Cp_{medio} = \frac{0.24+0.25}{2} = 0.245 \frac{kcal}{kg^{\circ}C}$$

Si empleamos el Cp medio mayor:

$$Q = 388.63 (0.248) (200-25) = 16\ 885 \text{ kcal / h}$$

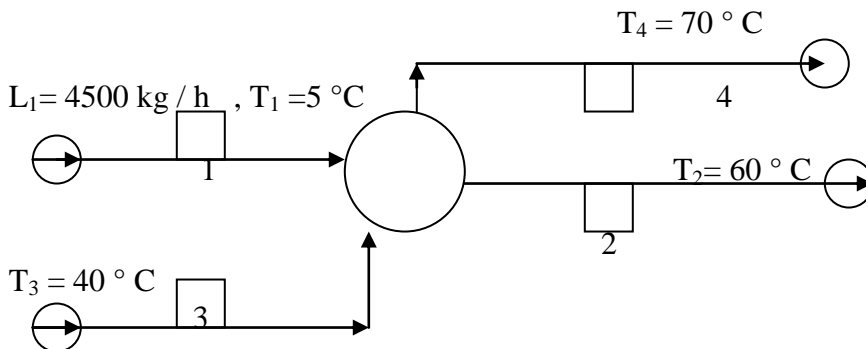
4.- Resultado.

El calor necesario es de 16 885 kcal / h

Ejemplo 2

Se calienta 4500 kg / h de leche de vaca desde 5 hasta 60 ° C en un cambiador de calor, utilizando para ello agua caliente. ¿Cuánto calor se debe transmitir si el Cp de la leche es de 0.916 kcal /kg? Si el agua pasa de 90 a 70 ° C, ¿Cuánta agua de calentamiento se requiere?

1.- Traducción



2.- Planteamiento.

2.1.- Balances.

$$L_1 H_1 + L_3 H_3 = L_2 H_2 + L_4 H_4 + Q$$

Si no hay pérdidas de calor (equipo bien aislado) $Q = 0$

En los intercambiadores de calor, los fluidos no se mezclan, van por distintos conductos separados por una pared metálica a través de la cual intercambian calor.

Por lo tanto:

$$L_1 = L_2 \quad \text{y} \quad L_3 = L_4$$

Entonces:

$$L_1 (H_2 - H_1) = L_3 (H_3 - H_4)$$

Calor Ganado por la leche = calor perdido por el agua

$$L_1 C_{p_{\text{medio leche}}} (T_2 - T_1) = L_3 C_{p_{\text{medio del agua}}} (T_3 - T_4)$$

En donde $C_{p_{\text{medio leche}}}$ es la capacidad calorífica media de la leche entre 5 y 60 ° C y $C_{p_{\text{medio del agua}}}$ es la capacidad calorífica media del agua entre 90 y 70 ° C.

3.- Cálculos.

3.1.- Calor ganado por la leche.

$$4500(0.916) (60-5) = 226\ 710 \text{ kcal / h}$$

3.2.- Agua de calentamiento necesaria.

$$C_{p_{\text{medio agua}}} = 1 \text{ kcal / kg } ^\circ \text{ C}$$

$$226\ 710 = L_3 (1) (90 - 70)$$

$$L_3 = 11\ 335.5 \text{ kg / h}$$

4.- Resultado.

Se necesita transmitir 226 710 kcal / h. Se requieren 11 335.5 kg / h de agua de calentamiento.

Vapor de agua.

En las plantas industriales el medio más empleado para transferir calor es el vapor de agua. Este, se produce en las calderas de las plantas y se transfiere de allí a los equipos de calentamiento por medio de tuberías. El vapor de agua empleado en la industria puede ser: saturado, sobrecalentado o húmedo.

Se dice que un vapor está saturado, cuando se encuentra a la temperatura de condensación correspondiente a la presión que tiene.

Los vapores saturados aumentan su temperatura al aumentar la presión. Véase la tabla siguiente:

La entalpia de los vapores saturados se encuentra disponible en tablas o en gráficas, aunque puede obtenerse mediante la siguiente fórmula:

$$H_v = C_{p_{\text{liquido}}} (T_e - T_o) + \lambda_{T_e}$$

En donde $C_{p_{\text{liq}}}$ es la capacidad calorífica media del agua líquida desde la temperatura base T_o a la temperatura de ebullición T_e .

λ_{T_e} es el calor latente de vaporización del agua a la temperatura de ebullición.

El vapor saturado empleado en la industria alimentaria es generalmente vapor de baja presión (menos de 10 atm absolutas) y se utiliza para calentamiento.

El vapor al pasar por las tuberías y por los equipos cede calor latente y se convierte en agua líquida (condensados). El proceso se efectúa a presión y temperatura constantes. El condensado si está a la misma temperatura del vapor se llama líquido saturado y su entalpía se encuentra en tablas o por medio de:

$$H_L = Cp_{liquido}(Te - To)$$

En ocasiones el vapor manejado en la industria no está saturado, sino húmedo; es decir es un vapor que lleva condensados, esto es debido a que al pasar el vapor por las líneas se enfría y parte se condensa.

La entalpía del vapor húmedo es:

$$H_{VH} = H_V (1-x) + H_L x$$

En donde x es la fracción másica del agua líquida que contiene el vapor.

Con frecuencia el vapor manejado está sobrecalentado; es decir, tiene una temperatura superior a la que tendría un vapor saturado. Las entalpías de los vapores sobrecalentados se pueden obtener en tablas o gráficas mediante:

$$H_{VS} = Cp_{liquido}(Te - To) + \lambda_{Te} + Cp_{vapor}(T_2 - Te)$$

en donde Cp_{vapor} es la capacidad calorífica media del vapor de agua entre la temperatura de ebullición y la temperatura de sobrecalentamiento T_2 .

Las propiedades del vapor de agua T, x, H, P se pueden visualizar en un diagrama de Molier que resulta útil para encontrar rápidamente las propiedades de esa importante sustancia.

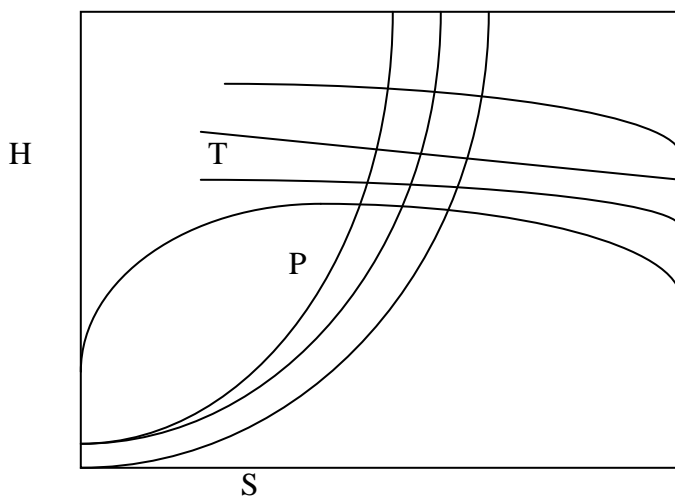


DIAGRAMA DE MOLIER

Ejemplo 3

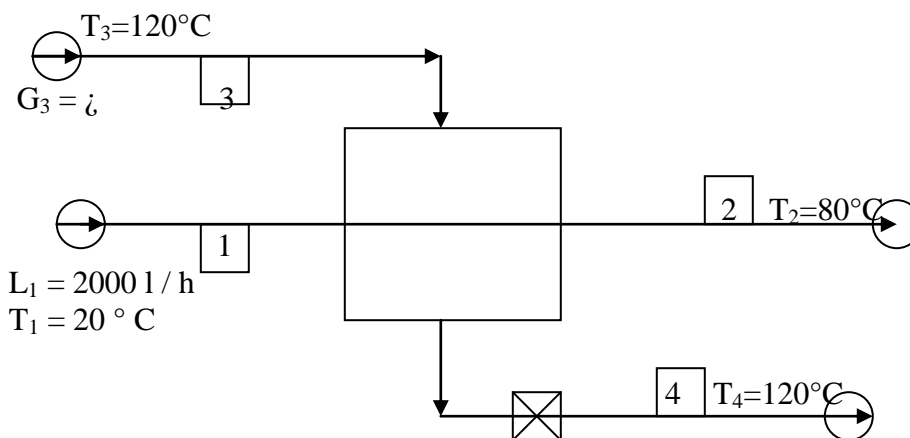
Se calientan 2000 litros por horas de puré de tomate desde 20 ° C hasta 80 ° C utilizando vapor saturado a 120 ° C. Si el v vapor cede su calor latente y sale como líquido saturado ¿Qué cantidad de vapor se requerirá?

Datos:

Cp del puré de tomate = 0.85 kcal / kg ° C

Densidad del puré = 1.09 kg / litro

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión

El vapor al condensarse cede su calor al puré por lo que:

$$Q_{\text{ganado}} = Q_{\text{perdido}}$$

El puré pierde calor latente, el puré gana calor sensible. Para lograr que el vapor se quede en el equipo hasta que se condense se utilizan trampas de vapor. Este equipo permite solamente la salida de condensados impidiendo la salida de vapor, en el diagrama anterior está representado por el símbolo;



2.2. - Balances.

$$L_1 H_1 + G_3 H_3 = L_2 H_2 + L_4 H_4$$

Pero $L_1 = L_2$ y $G_3 = L_4$

Por lo tanto:

$$L_1 (H_2 - H_1) = G_3 (H_3 - H_4)$$

$$L_1 C_{p\text{pure}} (T_2 - T_1) = G_3 (H_3 - H_4)$$

3.- Cálculos.

3.1.- Gasto de puré

$$2000 \frac{\text{litros}}{h} \times 1.09 \frac{\text{kg}}{\text{litro}} = 2180 \frac{\text{kg}}{h}$$

3.2.- Calor ganado por el puré

$$Q = 2180 (0.85) (80-20) = 111\ 180 \text{ kcal / h}$$

3.2.- Vapor requerido

De la tabla de vapor saturado

$$H_V = 646 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = H_3$$

$$H_L = 120.3 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = H_4$$

$$111\ 180 = G_3 (646 - 120.3)$$

$$G_3 = 212.7 \text{ kg / h}$$

4.- Resultado.

Se requieren 212.7 kg / h de vapor saturado a 120 | C y 2.0245 $\frac{\bar{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$ absolutos

Ejemplo 4

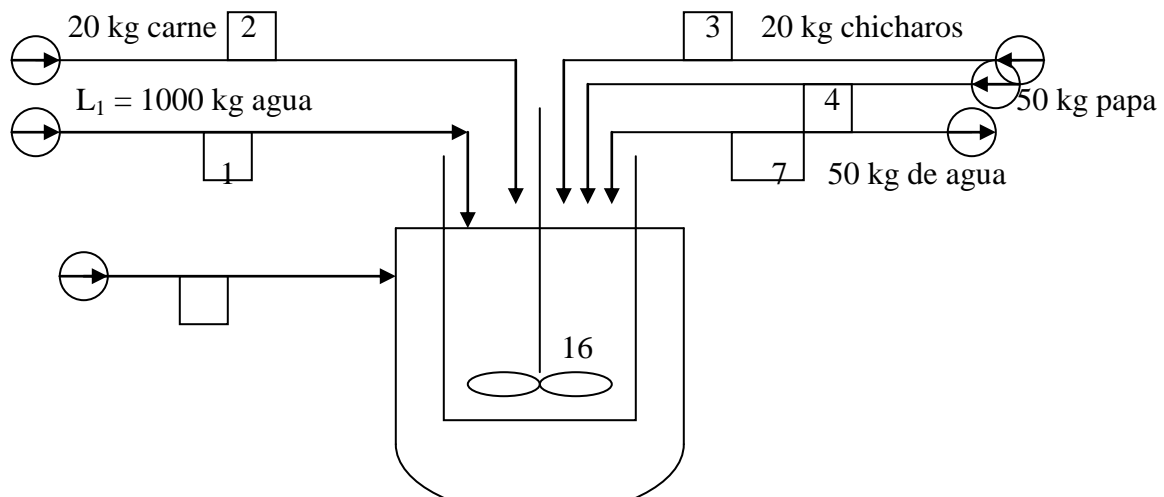
Calcule la cantidad de vapor saturado a 130 ° C necesarios para calentar 1000 kg de agua, 20 kg de carnes de res, 20 kg de chicharos y 50 kg de papas desde 25 hasta 92 ° C. Al llegar a la ebullición se sigue calentando, de manera que se evaporan 50 kg de agua. La presión de trabajo es la de la ciudad de México.

Datos:

$$Cp_{\text{agua}} = 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} ; Cp_{\text{carne}} = 0.819 ; Cp_{\text{papas}} = 0.84 ; Cp_{\text{chicharos}} = 0.73$$

$$\lambda_{\text{agua a } 92^\circ\text{C}} = 560 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

1.- Traducción.



$$P_5 = 3 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

2.- Planteamiento.

2.1.- Balances de energía

$$Qp = Qg$$

$$Qp = G_5 (H_5 - H_6)$$

$$Qg = Qs + Q\lambda$$

$$Qg = L_1 C_{p1} (Te - To) + S_2 C_{pR} (Te - To) + S_3 C_{pch} (Te - To) + S_4 C_{pp} (Te - To) + G_7 \lambda_7$$

3.- Cálculos.

3.1.- Calor ganado.

$$Qg = 1000(1)(92) + 20(0.819)(92) + 20(0.73)(92) + 50(0.84)(92) + 50(560)$$

$$Qg = 126\,714 \text{ kcal}$$

3.2.- Calor perdido

$$126\,714 = G_5 (H_5 - H_6)$$

De las tablas de vapor se encuentra que a 30 ° C el vapor está a $2.7544 \frac{\bar{kg}}{\text{cm}^2}$ y las entalpías

$$H_v = H_5 = 649.3 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

son:

$$H_L = H_6 = 130.4 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Por lo tanto:

$$126\,714 = G_5 (649.3 - 130.4)$$

$$G_5 = 244.19 \text{ kg}$$

4.- Resultado.

Se requieren 244.19 kg de vapor de $2.7549 \frac{\bar{kg}}{\text{cm}^2}$

Conducción.

El calor es energía en tránsito (en movimiento) de un cuerpo o sistema a otro debido a una diferencia de temperaturas entre los cuerpos o los sistemas. Esta transferencia ocurre por conducción, convección o radiación.

La conducción se lleva a cabo debido a que las moléculas que se mueven o vibran más rápido comunican, mediante choques, una parte de su energía a las moléculas adyacentes.

El calor se conduce preferentemente a través de los sólidos, pero también a través de los líquidos y los gases.

Es sabido que no todos los materiales son buenos conductores como, por ejemplo, los plásticos y la madera compuestos con los que se fabrican manijas, o asas de los utensilios de cocina, que así permiten manipularlos mientras que a pocos centímetros el metal está muy caliente.

A los materiales que son malos conductores del calor se les llama aislantes.

Los materiales que conducen bien el calor son en general los metales razón por la cual se emplean para fabricar equipos para transferir calor. Las tuberías que transportan gases, líquidos o vapores, así como los equipos de proceso están construidas generalmente de metales que son buenos transmisores de calor, por lo que se deben aislar con materiales de baja conductividad térmica para evitar las pérdidas de calor por conducción al ambiente.

La facilidad para conducir el calor se mide mediante la conductividad térmica k , a mayor conductividad térmica mejor transmisor de calor por conducción.

La cantidad de calor que se transmite por conducción está dada por la ley de Fourier:

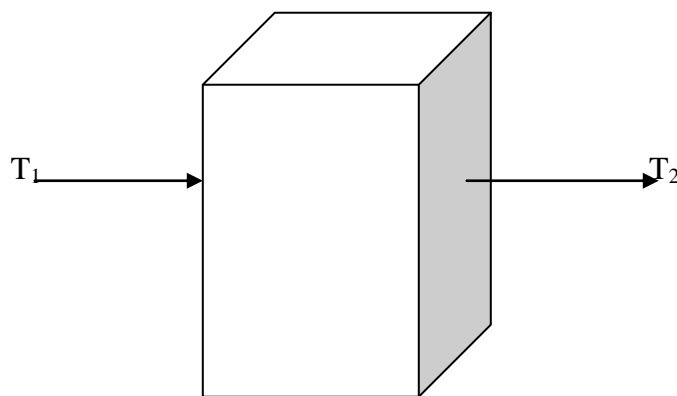
$$Q = -kA \frac{dT}{dx}$$

En donde Q es el flujo de calor transmitido por unidad de tiempo kcal / h o W.

A es el área de transferencia en m^2 . T es la temperatura $^{\circ}C$ o $^{\circ}K$

X es el espesor del cuerpo y k la conductividad térmica en $\frac{kcal}{h m^{\circ}C}$, $\frac{W}{m^{\circ}K}$

La ecuación anterior debe integrarse según la geometría del cuerpo. Por ejemplo la conducción a través de paredes está dada por:



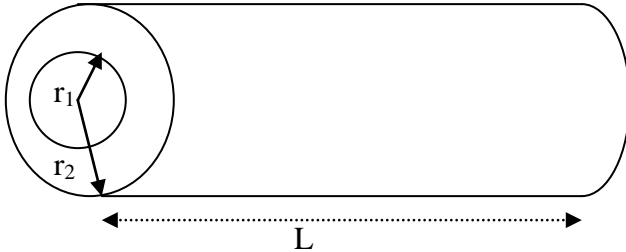
$$Q = \frac{kA(T_1 - T_2)}{x} = \frac{\Delta T}{R}$$

X

En donde R es la resistencia

$$R = \frac{1}{\frac{x}{kA}}$$

La conducción en cuerpos cilíndricos está dada por:

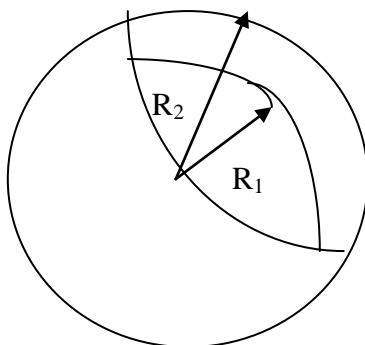


$$Q = \frac{k2\pi L(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{\Delta T}{R}$$

$$R = \frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1} \left(\frac{1}{2\pi Lk} \right)}$$

La conducción a través de cuerpos esféricos estaría dada por:

$$Q = 4\pi k r_1 r_2 \frac{(T_1 - T_2)}{r_2 - r_1} = \frac{\Delta T}{R}$$



La integración de la ecuación de Fourier para cuerpos homogéneos de cualquier forma es complicada. Una aproximación satisfactoria puede obtenerse a partir de:

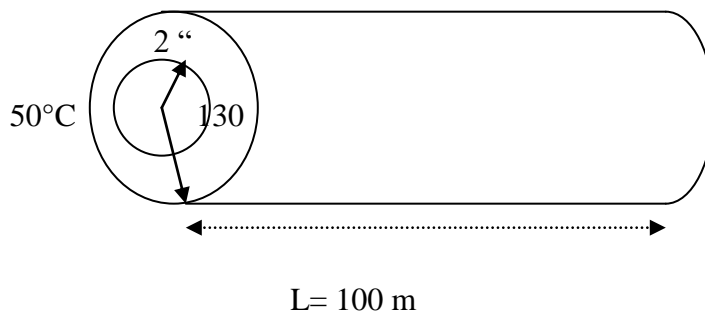
$$Q = A_{media} k \frac{\Delta T}{x}$$

En donde $A_{media} = \frac{A_{externa} + A_{interna}}{2}$

Ejemplo 5

Una tubería de acero de 2 pulgadas de diámetro transporta vapor a 130 ° C. La tubería está aislada con 1.25 pulgadas de un material cuya conductividad térmica es de 0.0862 kcal / h m ° C. Si la temperatura de la superficie del aislante es de 50 ° C ¿Cuánto calor se pierde en 100 m de tubería?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Calor perdido

$$Q = \frac{k2\pi L(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{\Delta T}{R}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Calor perdido.

$$r_2 = 1 + 1.25 = 2.25 \text{ ''}$$

$$r_1 = 1 \text{ pulgada}$$

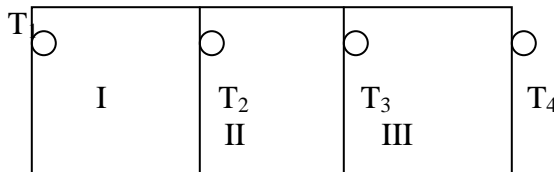
$$Q = \frac{0.0862(2)(\pi)(100)(130 - 50)}{\ln \frac{1 + 1.25}{1}} = 5343 \frac{kcal}{h}$$

4.- Resultado.

El calor perdido por 100 m de tubo es de 5343 kcal / h.

Transferencia de calor por conducción a través de varias resistencias.

Con frecuencia se suelen poner varios cuerpos de materiales diferentes en serie (uno a continuación del otro) por lo que el calor debe atravesar cada uno de ellos. A régimen permanente el calor que fluye a través de cada pared debe ser el mismo. En este caso:



$$Q_1 = \frac{k_1 A_1 \Delta T_1}{x_1} = \frac{k_2 A_2 \Delta T_2}{x_2} = \frac{k_3 A_3 \Delta T_3}{x_3}$$

Si $R = \frac{x}{kA}$

$$Q = \frac{\Delta T_1}{R_1} = \frac{\Delta T_2}{R_2} = \frac{\Delta T_3}{R_3} = \frac{\Sigma T}{\Sigma R} = \frac{T_1 - T_4}{\Sigma R}$$

En donde:

$$\Sigma R = R_1 + R_2 + R_3$$

Si $A_1 = A_2 = A_3$

$$Q = \frac{(T_1 - T_4)A}{\frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3}}$$

Para superficies cilíndricas

$$R = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi Lk}$$

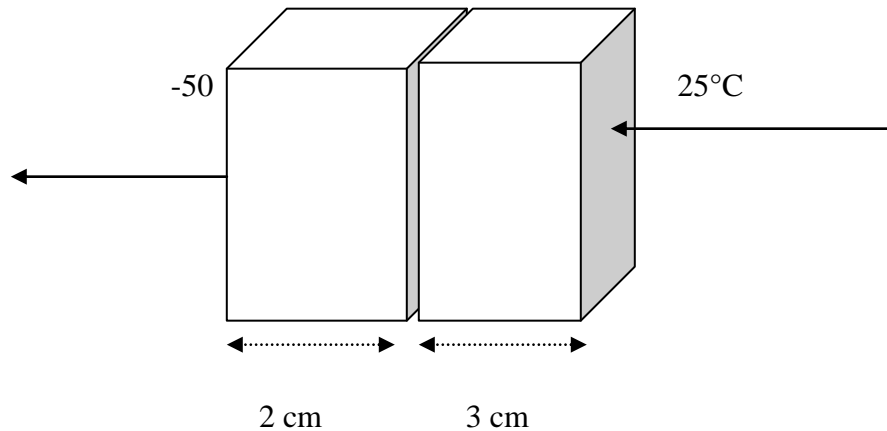
Para superficies concéntricas esféricas.

$$R = \frac{r_2 - r_1}{4\pi k r_1 r_2}$$

Ejemplo 6

La pared de una cámara de refrigeración se cubre con 2 cm de un aislante de $0.031 \text{ kcal / h m}^\circ \text{ C}$ de conductividad, seguidas por otros 3 centímetros de un aislante de $k = 0.06 \text{ kcal / h m}^\circ \text{ C}$. ¿Cuáles serán las pérdidas de calor por m^2 de área si la temperatura interna es de -50° C y la externa de 25° C ?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Calor ganado

$$Q = \frac{\Delta T}{\Sigma R} = \frac{\Delta T}{\frac{x_1}{k_1 A_1} + \frac{x_2}{k_2 A_2}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Calor ganado.

$$Q = \frac{25 - (-50)}{\frac{0.03}{0.05(1)} + \frac{0.02}{0.031(1)}} = 60.23 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2}$$

4.- Resultado.

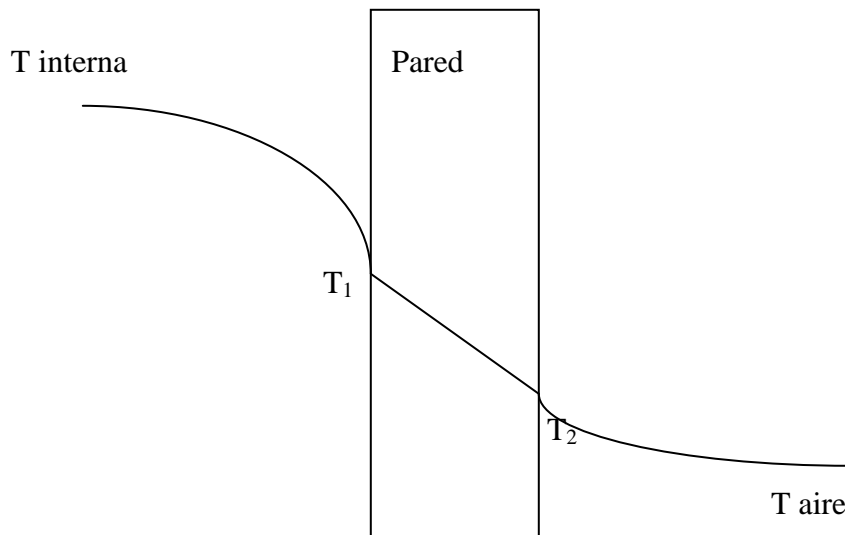
Se pierden 60.23 kcal / h por cada m^2 de superficie.

Transferencia de calor simultánea por convección, convección y radiación.

Con frecuencia además de la conducción se presenta también la convección y la radiación. La convección es la transferencia de calor mediante el movimiento de corrientes de un fluido.

La radiación es la transferencia de calor por medio de radiación térmica.

Considérese el caso de la pared de un equipo. Primeramente el calor debe llegar a la pared interior, ya sea por radiación o por convección, o una combinación de ambos; luego el calor atraviesa la pared del equipo por conducción. En la pared externa el calor se transmite al aire que rodea dicha pared mediante la convección y la radiación combinadas.



Las pérdidas simultáneas por conducción, convección y radiación se puede calcular mediante:

$$Q = \frac{\Delta T}{R_A + R_S} \qquad R_A = \frac{\Delta x}{kA}$$

Siendo R_A = resistencia del aislante.

R_S = resistencia por conducción y radiación en la superficie.

$$R_S = \frac{1}{(hc + hr)A_S}$$

$$h_T = h_C + h_r$$

en donde h_T es el coeficiente de transferencia de calor por conducción y convección combinados.

$$h_r = 11.32 + 0.07\Delta T$$

ΔT diferencias de temperatura entre la superficie y el aire.

$$h_T = \frac{kcal}{h m^2 \circ C}$$

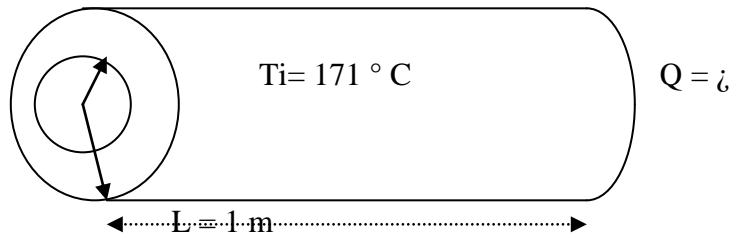
Con frecuencia la temperatura en la superficie se desconoce por lo que, hay que resolver las ecuaciones por tanteo, suponiendo una temperatura en la superficie.

Ejemplo 7.

Una tubería de 6 pulgadas de diámetro interno lleva vapor a 171 ° C y está recubierta con 2 pulgadas de un aislante con $k = 0.042 kcal / h m \circ C$. ¿Cuál será el calor que se pierde si el aire está a 21 ° C?

1.- Traducción.

$$T_a = 21 \circ C$$



2.- Planteamiento.

2.1.- Calor

$$Q = \frac{\Delta T}{R_A + R_T + R_S}$$

R_T = resistencia del tubo

R_S = Resistencia superficial.

R_A = Resistencia del aislante.

$$R_A = R_T = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi L k}$$

$$R_S = \frac{1}{h A_{externa}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Datos

$$DO = 6.625 \text{ pulgadas} = 0.1682 \text{ m}$$

$$DI = 6.312 \text{ pulgadas} = 0.16032 \text{ m}$$

$$D \text{ con aislante} = 6.625 + 2 \times 2 = 10.625 \text{ pulgadas} = 0.2698 \text{ m}$$

A externa para 1 metro = $2\pi rL = \pi D L = 3.14(10.625 \times 0.0254)(1) = 0.847 \text{ m}^2 / \text{m}$
 Conductividad k acero = $26 \text{ kcal} / \text{h m}^\circ \text{C}$

3.2.- Calor

$$R_T = \frac{\ln \frac{0.1682}{0.16032}}{2\pi(1)(26)} = 0.0002939 \quad \text{esta es una resistencia muy pequeña, debido a que el acero}$$

es buen conductor.

$$R_A = \frac{\ln \frac{0.2698}{0.1682}}{2\pi(1)(0.042)} = 1.7915$$

$$R_S = \frac{1}{h_T(0.847)}$$

en donde $h_T = 11.32 + 0.07 \Delta T$
 $\Delta T = T_S - T_a = T_S - 21$

La temperatura de la superficie no se conoce.

Primera suposición.

Si suponemos que esta sea de 40°C entonces:

$$\Delta T = 40 - 21 = 19 \quad \text{y} \quad h_T = 12.65 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ }^\circ \text{C}$$

$$\therefore R_S = \frac{1}{12.65(0.847)} = 0.0933$$

$$\therefore Q = \frac{171 - 21}{0.0002939 + 1.7915 + 0.0937}$$

$Q = 79.57 \text{ kcal} / \text{h}$ y metro de tubo.

Este calor debe pasar a través del tubo y el aislante, por lo que:

$$79.57 = \frac{\Delta T}{0.0002939 + 1.7915}$$

$$\Delta T = 142.57 = 171 - T_S$$

$T_S = 28.42^\circ \text{C}$ este es un valor diferente del supuesto

Segunda suposición

Si $T_S = 29$ entonces $h_T = 11.88$ y $R_S = 0.0993$

$$Q = \frac{171 - 21}{1.7917939 + 0.0993} = 79.315 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$79.315 = \frac{171 - T_s}{1.7917934}$$

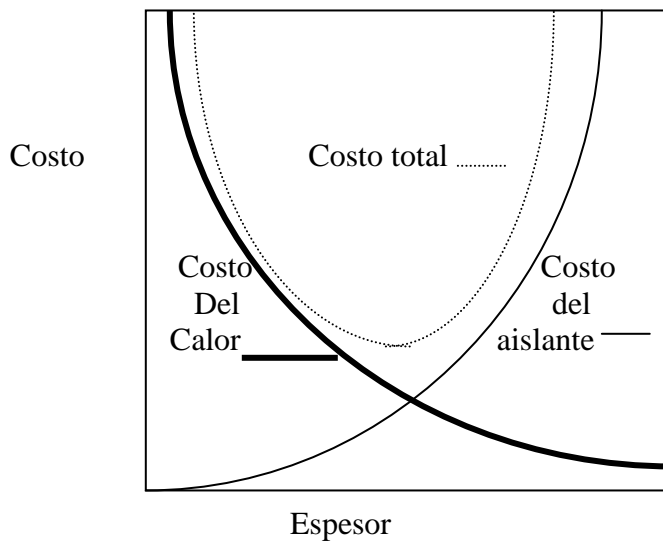
$T_s = 28.88 \text{ }^\circ\text{C}$ lo cual está cerca de la segunda suposición

4.- Resultado.

El calor perdido es de 79.315 kcal / h y metro de tubo. La temperatura en la superficie será de alrededor de 29 ° C

Espesor óptimo de aislantes.

Al aumentar el espesor del aislante, la cantidad de calor que sale de una superficie decrece, pero el costo del aislante aumenta. El espesor más económico es aquel para el cual la suma del costo anual de pérdidas por calor más el costo anual del aislante (depreciación) sea mínimo.



El espesor óptimo para superficies planas está dado por :

$$E = \left[\sqrt{\frac{nQk(T_s - T_a)}{A C(10^6)}} - \frac{k}{h_T} \right]$$

siendo E el espesor óptimo en metros, n las horas de operación por año, C el costo del aislante aplicado en pesos / m³, k la conductividad térmica del material en kcal / h m ° C , A la fracción del costo que debe amortizarse en un año, T_s la temperatura de la superficie (sin aislar) , T_a la temperatura ambiente , Q el costo del calor perdido en pesos / millón de kilocalorías y h_T el coeficiente total de convección y radiación.

Ejemplo 8.

Desarrollar la fórmula para obtener el espesor óptimo de aislante en superficies planas.

1.- Discusión.

El costo anual de aislar una superficie está dado por.

Costo anual = Costo del aislante + Costo del combustible.

El costo del combustible está dado por:

$$CQ = Q N q$$

En donde: q = costo del calor en \$ / millón de kilocalorías

N = número de horas de operación al año.

Q = calor perdido

$$Q = \frac{\Delta T}{\Sigma R} = \frac{\Delta T}{R_k + R_{r,c}} = \frac{\Delta T}{\frac{E}{kA} + \frac{1}{h_t A}}$$

En donde A es el área de transferencia de calor, E el espesor del aislante, k la conductividad térmica del aislante, h_t el coeficiente total de transferencia de calor por convección y radiación, R_k la resistencia por conducción y R_{r,c} la resistencia por convección y radiación.

Si el área de transferencia de calor por conducción es la misma que la de convección y radiación y si se toma la unidad de área. Entonces:

$$CQ = \frac{\Delta T N q}{\frac{E}{kA} + \frac{1}{h_t A}} = \frac{\Delta T N q}{\frac{E}{k} + \frac{1}{h_t}}$$

El costo del aislante está dado por:

$$CA = C * E * A$$

En donde C es el costo del aislante en \$ / m³, A la fracción amortizada y E el espesor.

Por lo tanto el costo anual de aislar una superficie plana será:

$$\text{Costo anual} = \frac{\Delta T N q}{\frac{E}{k} + \frac{1}{h_t}} + C E A$$

Para encontrar el espesor óptimo se deberá sacar el mínimo de esa función.

$$\frac{d(\text{Costoanual})}{dE} = \frac{d}{dE} \left(\frac{\Delta T N q}{\frac{E}{k} + \frac{1}{h_t}} \right) + \frac{d}{dE} (C E A)$$

$$\frac{d(\text{Costoanual})}{dE} = \frac{-\Delta T N q \left(\frac{1}{k} \right)}{\left(\frac{E}{k} + \frac{1}{h_t} \right)^2} + C A$$

En el mínimo:

$$\frac{d(\text{Costoanual})}{dE} = 0$$

Por lo tanto:

$$\frac{\Delta T N q}{k} = C A \left(\frac{E}{k} + \frac{1}{h_t} \right)^2 ; \frac{\Delta T N q}{k C A} = \left(\frac{E}{k} + \frac{1}{h_t} \right)^2 ; \sqrt{\frac{\Delta T N q}{k C A}} = \frac{E}{k} + \frac{1}{h_t}$$

$$\frac{E}{k} = \sqrt{\frac{\Delta T N q}{k C A}} - \frac{1}{h_t} \text{ por lo tanto el espesor óptimo es:}$$

$$E = \sqrt{\frac{\Delta T N q k}{C A}} - \frac{k}{h_t}$$

El espesor óptimo de aislante para tuberías cilíndricas está dado por:

$$K_1 = \frac{1}{r_1} \left[\sqrt{\frac{n Q k (T_s - T_a)}{A C (10^6)}} - \frac{k}{h_T} \right]$$

$$K_1 = \frac{r_2}{r_1} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

En donde r_1 es el radio interno del aislante y r_2 el radio externo del aislante.

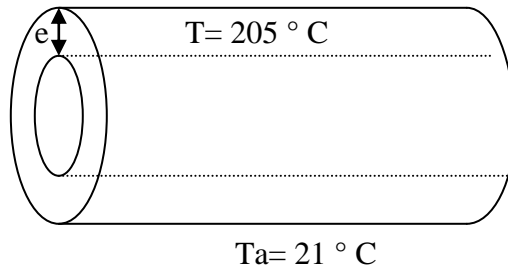
Con K_1 se puede obtener la relación $\frac{r_1}{r_2}$ más económica.

Ejemplo 9.

Se va a cubrir una tubería de 3 pulgadas Cd 40 con un aislante que tiene una conductividad $k = 0.04 \text{ kcal} / \text{h m}^\circ \text{C}$. Determine el grueso económico del aislante bajo las siguientes condiciones:

Temperatura del tubo 205 ° C
 Temperatura del aire 21 ° C
 Operación 8 meses al año
 Costo del aislante \$ 38 000/ m³
 Costo del calor perdido \$ 238 el millón de kcal
 Se debe amortizar el 15 % del costo al año.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Calor transmitido.

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = \frac{\Delta T}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k L}}$$

despreciando las pérdidas por convección y radiación en la superficie.

2.2.- Costo del calor perdido

$$Cq = Q \times \$q \times n$$

2.3.- Costo del material

$$Ca = \$ a \times \pi L (r_2^2 - r_1^2) A$$

2.4 Costo total

$$C_T = \frac{2\pi k L \Delta T \times \$q \times n}{\ln \frac{r_2}{r_1}} + \$a L \pi (r_2^2 - r_1^2) A$$

2.5.- Costo mínimo

$$\frac{dC_T}{dr_2} = -\frac{2\pi k L \Delta T \$q n}{r_2 \left(\ln \frac{r_2}{r_1}\right)^2} + 2\$a \pi L A r_2 = 0$$

$$r_2 \ln \frac{r_2}{r_1} = \sqrt{\frac{\Delta T \$q n k}{\$a A}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Costo mínimo

$$D = 3.5 \text{ pulgadas} = 8.89 \text{ cm}$$

$$k = 0.04 \text{ kcal / h m } ^\circ \text{ C}$$

$$\Delta T = 205 - 21 = 184 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$A = 0.15$$

$$\$a = \$ 38\,000 / \text{m}^3$$

$$n = 5760 \text{ h / año}$$

$$\$q = \$ 238 / \text{millón kcal}$$

$$r_1 = 0.04445 \text{ m}$$

$$r_2 \ln \frac{r_2}{0.04445} = \sqrt{\frac{184 \times 238 \times 5760 \times 0.04}{10^6 \times 38000 \times 0.15}} = 0.04207$$

esto se resuelve por tanteos

$$r_2 = 0.07685$$

$$e = 0.07685 - 0.04445 = 0.0324 \text{ m}$$

4.- Resultado.

El espesor debe ser de 3.25 cm.

Costos del calor.

Una forma de evaluar los costos del calor perdido es mediante la ecuación siguiente:

$$K = V T B Fk = Q B Fk$$

En donde:

K es el costo del calor perdido.

V= las pérdidas por hora de calor con un ΔT de $200 \text{ } ^\circ \text{C}$.

T = conversión para otra diferencia de temperaturas.

B = Coeficiente que depende del precio del calor y del número de horas de servicio (número de horas x precio de 10^6 kilocalorías).

Fk= coeficiente = 1.6

Q = perdida por hora de calor por metro de tubería o por metro cuadrado de pared plana.

Este calor debe igualarse al de amortización.

T para $100 \text{ } ^\circ \text{C}$ = 0.5; T para $300 \text{ } ^\circ \text{C}$ = 1.5; T para $400 \text{ } ^\circ \text{C}$ = 2.0

Enfriamiento y congelación de tuberías.

En lugares en donde la temperatura ambiente llega a tener valores por debajo de los cero grados centígrados, suele ocurrir el congelamiento del agua dentro de las tuberías, lo cual ocasiona la ruptura de la misma, ya que la densidad del hielo es menor que la del agua y por ello ocupa más volumen por unidad de masa. Para prevenir la congelación se suelen aislar las tuberías, sin embargo a pesar del aislante empleado, el agua se congelará si permanece el suficiente tiempo dentro de la tubería.

Tiempo de congelación

Sea $Q = m CP (T_{\text{agua}} - T_o)$ el calor que debe perder el agua para congelarse.

Y

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = \frac{T_{\text{ambiente}} - T_{\text{agua}}}{R}$$

entonces:

$$\theta = \frac{T_{ambiente} - T_{agua}}{R m Cp(T_{agua} - T_0)}$$

en donde θ es el tiempo para congelación, m es la masa de agua estática contenida en la tubería y R es la resistencia:

$$R = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \pi k L}$$

Para prevenir la congelación se debe hacer que el agua circule a través de la tubería. El flujo mínimo para prevenir la congelación se puede obtener a partir de:

$$Q = MCp (T_{agua} - T_0) = \frac{T_{agua} - T_{ambiente}}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \pi k L}}$$

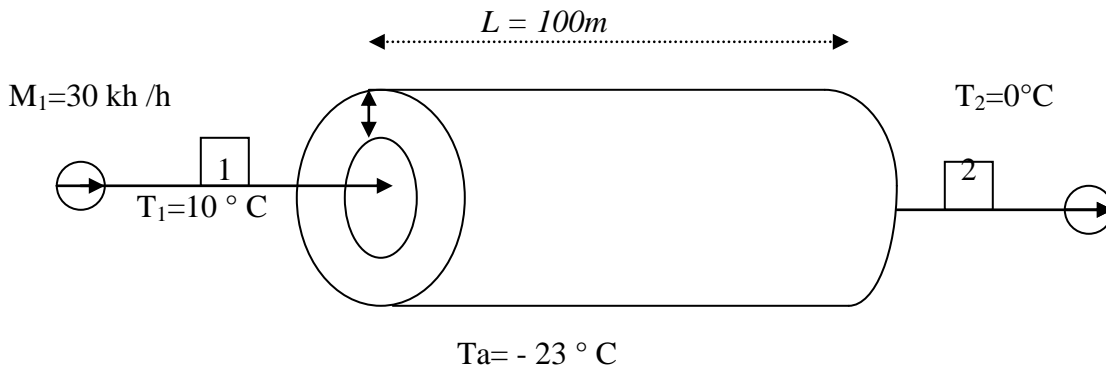
El grueso del aislante se obtiene con $r_2 - r_1$ en donde:

R_1 = radio interno del aislante, r_2 radio externo del aislante, T_{agua} temperatura del agua circulante, $T_{ambiente}$ la temperatura ambiente, L la longitud del tubo, T_0 la temperatura de congelación, M el gasto de agua kg/h y Cp la capacidad calorífica del agua

Ejemplo 10.

Se pretende proteger una tubería de 1.5 pulgadas, Cd. 40 con lana mineral. El agua entra en la tubería a $10^\circ C$ y el aire está a $-23^\circ C$. Calcule el grueso del aislante requerido para evitar la congelación si el agua fluye a razón de $30 kg/h$. La conductividad del aislante es de $0.022 kcal/h m^\circ C$. La tubería mide $100 m$ de longitud.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

El grueso del aislante se obtiene igualando el calor que cede el agua con el calor perdido a través del aislante. La temperatura superior del aislante se considera T_a y se desprecia el cambio de temperatura del agua.

2.2.- Grueso del aislante.

$$Q = MCp(T_{agua} - T_0) = \frac{T_{agua} - T_{aire}}{\ln \frac{r_2}{r_1} - 2\pi kL}$$

El grueso del aislante requerido se obtiene con $r_2 - r_1$, en donde r_2 se obtiene a partir de:

$$\ln \frac{r_2}{r_1} = \frac{(T_{agua} - T_{aire})2\pi k L}{(T_{agua} - T_0)MCp}$$

En donde:

r_1 = radio interno del aislante.

r_2 = radio externo del aislante.

T_{agua} = temperatura del agua circulante.

T_{aire} = Temperatura del aire.

L = Longitud del tubo.

T_0 = Temperatura de congelación.

M = kg / h de agua

Cp = capacidad calorífica del agua.

3.- Cálculos.

3.1.- Grueso del aislante.

$$\ln \frac{r_2}{0.02413} = \frac{[10 - (-23)]2\pi(0.022)100}{(10 - 0)(30)(1)}$$

$$r_2 = 0.1103 \text{ m}$$

4.- Resultado.

Se requiere un espesor de 8.62 cm si la tubería tiene 100 m de longitud.

Ejemplo 11.

Un tanque cilíndrico horizontal de acero, de 1.5 m de diámetro, 3.5 m de longitud y 2 cm de espesor, está recubierto por una capa de aislante de 5 cm de espesor y se utiliza como un tanque de maduración para un proceso químico.

El tanque se llena con un líquido de $Cp = 0.6 \text{ kcal / kg } ^\circ\text{C}$ y densidad igual a 1000 kg / m^3 a 90°C y se le deja madurar por cinco días. ¿Cuál será la temperatura final del líquido?

Datos:

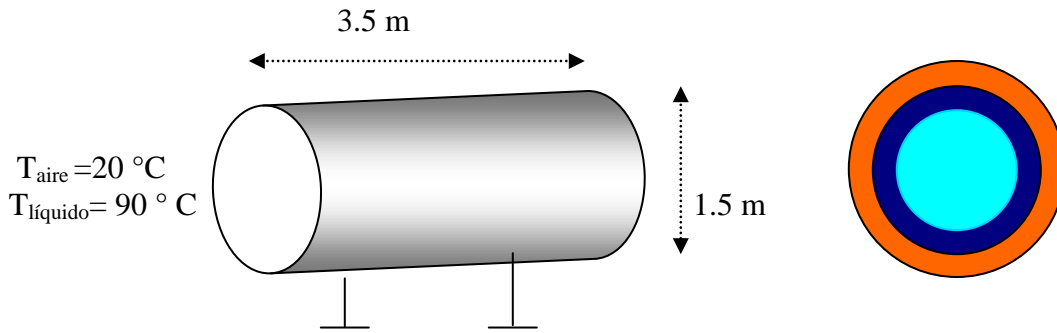
Coefficiente de transferencia de calor del lado del líquido $h_1 = 122 \text{ kcal / h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$.

Conductividad térmica del acero $37 \text{ Kcal / h m } ^\circ\text{C}$. Conductividad térmica del aislante 0.15.

Coefficiente de calor superficial por convección y radiación $h_2 = 8.8 \text{ kcal / h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$.

Temperatura media atmosférica 20°C .

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

Este es un proceso a régimen transitorio, por lo que debe tomarse en cuenta la variación de la temperatura con respecto al tiempo.

2.2.- Pérdidas de calor.

Entradas – salidas = Acumulación.

Entradas = 0

$$\text{Salidas} = Q = \frac{\Delta T}{\Sigma R}$$

$$\text{Acumulación} = MC_p \frac{dT}{d\theta}$$

Por lo tanto:

$$0 - \frac{\Delta T}{\Sigma R} = MC_p \frac{dT}{d\theta} \Rightarrow - \frac{(T - T_a)}{\Sigma R}$$

$$\frac{dT}{(T - T_a)} = - \frac{d\theta}{\Sigma R MC_p}$$

$$\int_{T_0}^T \frac{dT}{T - T_a} = - \frac{1}{\Sigma R MC_p} \int_0^\theta d\theta$$

$$\ln \frac{T - T_a}{T_0 - T_a} = - \frac{\theta}{\Sigma R MC_p}$$

$$\Sigma R = R_{aire} + R_{acero} + R_{aislante} + R_{aire}$$

$$\Sigma R = \frac{1}{hiAi} + \frac{x_{acero}}{k_{acero} Am} + \frac{x_{aislante}}{k_{aislante} Am} + \frac{1}{h_{liquido} A_{externa}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Áreas

Área interna del acero

$$Ai = (\pi \times 1.5 \times 3.5) + 2 \left(\frac{\pi}{4} (1.5)^2 \right) = 20.0259 m^2$$

Área externa del acero = área interna del aislante.

$$A = (\pi \times 1.54 \times 3.5) + 2 \left(\frac{\pi}{4} (1.54)^2 \right) = 20.6566 m^2$$

Área externa del aislante = área externa superficial.

$$A_{ex} = (\pi \times 1.64 \times 3.6) + 2 \left(\frac{\pi}{4} (1.64)^2 \right) = 22.7706 m^2$$

Área media de transferencia para el acero

$$\frac{20.0259 + 20.6566}{2} = 20.34125 m^2$$

Área media de transferencia del aislante

$$\frac{20.6566 + 22.7706}{2} = 21.7136 m^2$$

3.2.- Sumatoria de resistencias.

$$\Sigma R = \frac{1}{122 \times 20.02599} + \frac{0.02}{37 \times 20.34125} + \frac{0.05}{0.15 \times 21.7136} + \frac{1}{8.8 \times 21.7136} = 0.0207776$$

3.3.- Masa.

$$M = (1.5)^2 \times \left(\frac{\pi}{4} \right) \times 3.5 \times 1000 = 6181.875 kg$$

3.4.- Temperatura final.

$$\ln \frac{T - 20}{90 - 20} = - \frac{20 h}{0.0207776 \frac{h \text{ } ^\circ C}{kcal} \times 6181.875 kg \times 0.6 \frac{kcal}{kg \text{ } ^\circ C}}$$

$$T = 34.752^\circ C$$

4.- Resultado.

La temperatura será de alrededor de 35 ° C

Transferencia de calor por Convección.

Como se indicó, la convección es la transferencia de calor mediante el movimiento de un fluido. La convección se lleva a cabo porque un fluido en movimiento recoge energía de un

cuerpo caliente o lleva energía a un cuerpo frío. En 1701 Newton definió el calor transferido por convección por medio de

$$Q = h A (T_s - T)$$

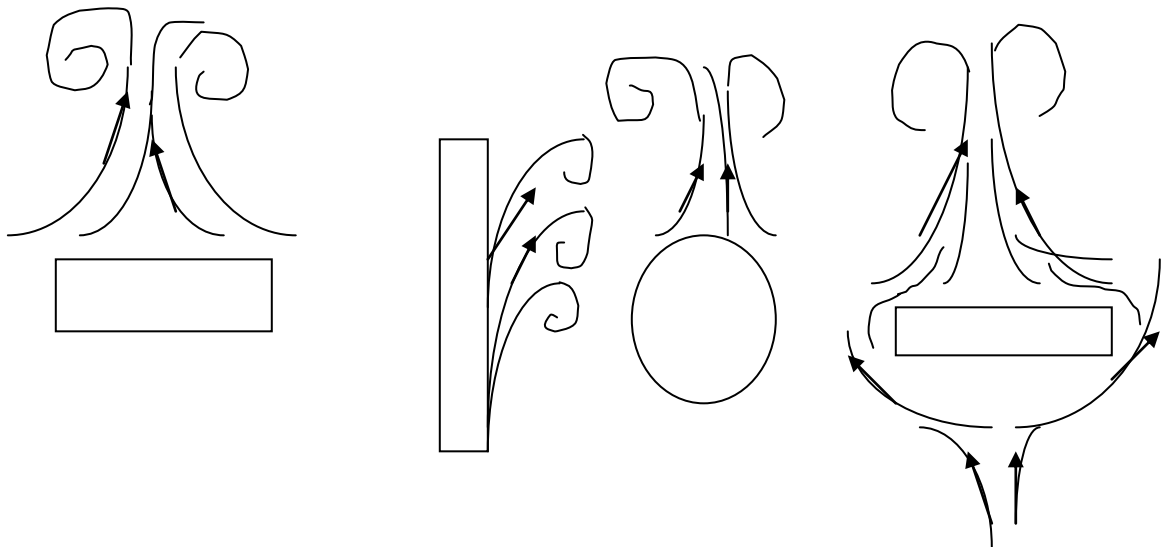
En donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, T_s la temperatura de la superficie del sólido y T la temperatura media del fluido.

La Convección puede ser natural o forzada. En el caso de la convección natural el movimiento del fluido se debe a la diferencias de densidades que se presentan en un fluido como resultado de una diferencia de temperaturas.

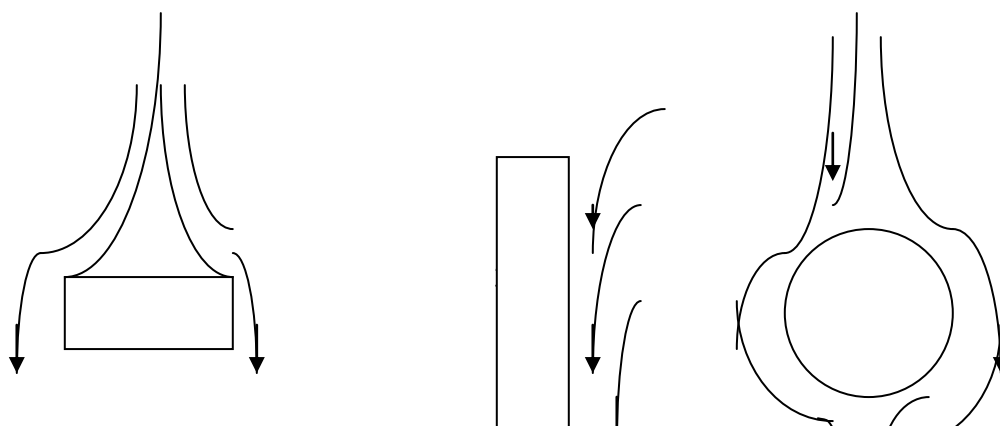
En la convección forzada, el fluido se mueve mediante bombas, ventiladores o agitadores.

Convección natural

Si se coloca un vaso de precipitados que contenga agua sobre una parrilla, el agua del fondo del vaso se calentará más que la que está en la superficie. Como la densidad del agua caliente es menor que la del agua fría, el agua del fondo ascenderá y transmitirá su calor por convección natural. De manera semejante, el aire que se pone en contacto con una superficie caliente se calentará, se elevará y provocará corrientes de convección natural que tan frecuentemente se observan en las carreteras y que dan la impresión de que el aire vibrara o reverberará. En la mayoría de los equipos expuestos al aire se presentará la convección natural provocando así ganancias o pérdidas de calor. En las figuras siguientes, se expone un típico cuadro del movimiento de un fluido que se calienta en contacto con diferentes superficies.



Si el fluido se pusiera en contacto con superficies frías las corrientes de convección formadas tendrían la forma siguiente:



El coeficiente de convección natural para aire se puede obtener por:

$$h = 1.127(\Delta T)^{\frac{1}{3}} \quad \text{para cilindros o planos verticales si } L > 0.4 \text{ m}$$

$$h = 1.217 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25} \quad \text{si } L < 0.4 \text{ m} \quad h \text{ en } \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Para cilindros horizontales

$$h = 1.067 \Delta T^{\frac{1}{3}}$$

Para placas calientes con la cara hacia abajo o placas frías con la cara hacia abajo:

$$h = 1.305 \Delta T^{\frac{1}{3}}$$

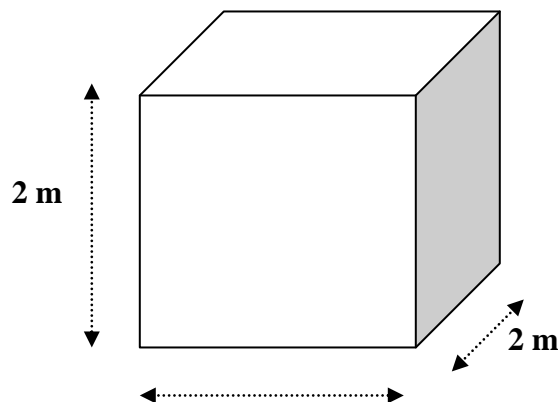
Para placas frías con la cara hacia arriba o placas calientes con la cara hacia abajo

$$h = 0.5035 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$$

Ejemplo 12.

Calcule el calor que se gana por convección desde una cámara de congelación que tiene las siguientes dimensiones:

Las paredes y el techo están a 5 ° C y el aire ambiente a 35 ° C.



2m

2.- Planteamiento.

2.1.- Calor ganado por las superficies verticales

$$h = 1.127(\Delta T)^{\frac{1}{3}}$$

$$Q = h A \Delta T$$

2.2.- Calor Ganado por la superficie horizontal del techo.

$$h = 0.5035 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Calor ganado por las superficies verticales

$$h = 1.127(35-5)^{\frac{1}{3}} = 3.49 \frac{kcal}{hm^2 \circ C}$$

$$A = 2 \times 2 \times 4 = 16 m^2$$

$$Q = 16(3.49) (35-5) = 1678 kcal / h$$

3.2.- Calor ganado por el techo.

$$h = 0.5035 \left(\frac{30}{2} \right)^{0.25} = 0.99 \frac{kcal}{hm^2 \circ C}$$

$$A = 2 \times 2 = 4 m^2$$

$$Q = 4 (0.99) (30) = 118.9 kcal / h$$

3.3.-Calor total ganado

$$Q = 1678 + 118.9 = 1796.9 kcal / h$$

4.- Resultado.

Se ganan 1796.9 kcal /h debido a la convección natural.

Convección forzada

En la convección forzada como ya dijimos las corrientes se producen por medio de una bomba, un agitador, un compresor o un ventilador.

En general la magnitud de la transferencia de calor por convección forzada es de decenas a cientos de veces más grande que la que se logra por convección natural.

En la industria los fluidos que se desean calentar o enfriar se pasan por el interior de tubos o por el exterior de ellos, sobre láminas, sobre bancos de tubos, etc.

La transferencia de calor por convección forzada se calcula por medio de:

$$Q = h A \Delta T$$

En donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada. Este coeficiente depende de la geometría del sistema, de la velocidad del fluido y de las propiedades de estos. En general se emplean correlaciones apropiadas para cada condición específica. Estas correlaciones dependen de números adimensionales tales como el Nusselt, Reynolds, Prandtl, Grashof, Graetz, etc. El cálculo de esos coeficientes queda fuera del alcance de este libro.

El valor apropiado de los coeficientes para ciertas aplicaciones puede verse en la siguiente tabla:

Coeficientes aproximados de película

$$h_i \text{ ó } h_o \quad \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

<i>Sin cambio de estado</i>	
Agua	1450 a 9760
Gases	15 a 250
Solventes orgánicos	300 a 2500
Aceites	50 a 585
<i>Condensación</i>	
Vapor	5000 a 15000
Solventes orgánicos	730 a 2500
Aceites ligeros	1000 a 2000
Aceites pesados (vacío)	100 a 250
Amoniaco	2500 a 5000
<i>Evaporación</i>	
Agua	4000 a 9760
Solventes orgánicos	500 a 1500
Amoniaco	1000 a 2000
Aceites ligeros	730 a 1460
Aceites pesados	50 a 250

Transferencia de calor por Radiación.

A diferencia de los mecanismos de transferencia de calor por conducción y radiación, en donde el transporte de calor requiere de un medio físico para llevarse a cabo, el calor puede propagarse por radiación aún en el vacío. La radiación que transfiere el calor se conoce como radiación infrarroja. La cantidad de calor que un cuerpo pierde o gana por medio de la radiación puede calcularse por medio de la ecuación de Stefan – Boltzmann:

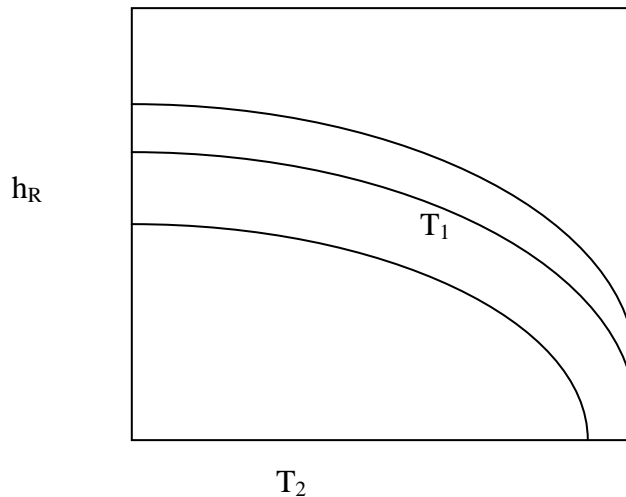
$$Q = hr(T_1 - T_2)$$

$$hr = \frac{\sigma \epsilon}{T_1 - T_2} [T_1^4 - T_2^4]$$

siendo σ la constante de Stefan - Boltzmann $\left(5.6697 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \right)$

T es la temperatura en ° K, ϵ es la emisividad, que es una propiedad de los cuerpos (siempre menor a 1, ya que la emisividad de 1 corresponde al cuerpo negro, o sea, al mejor radiador posible)

El coeficiente hr es el coeficiente de transferencia de calor por radiación, el cual además de poderse calcular por medio de fórmulas, se puede evaluar a partir de gráficas como la siguiente:



GRAFICA DE hr

Ejemplo 12.

Una tubería de 3 pulgadas construída de acero galvanizado, conduce vapor saturado a presión elevada a través de un cuarto que está a 18 ° C. Calcule la cantidad de calor radiado si la temperatura de la superficie externa del tubo es de 140 ° C. La emisividad media es de 0.28.

1.- Traducción.

$$T = 18 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_r = ? \quad \left(T = 140 \text{ }^\circ\text{C} \right)$$

2.- Planteamiento.

2.2.- Calor radiado.

$$Q_r = 4.92 \text{ e A } \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

3.- Cálculos.

3.1.- Calor radiado.

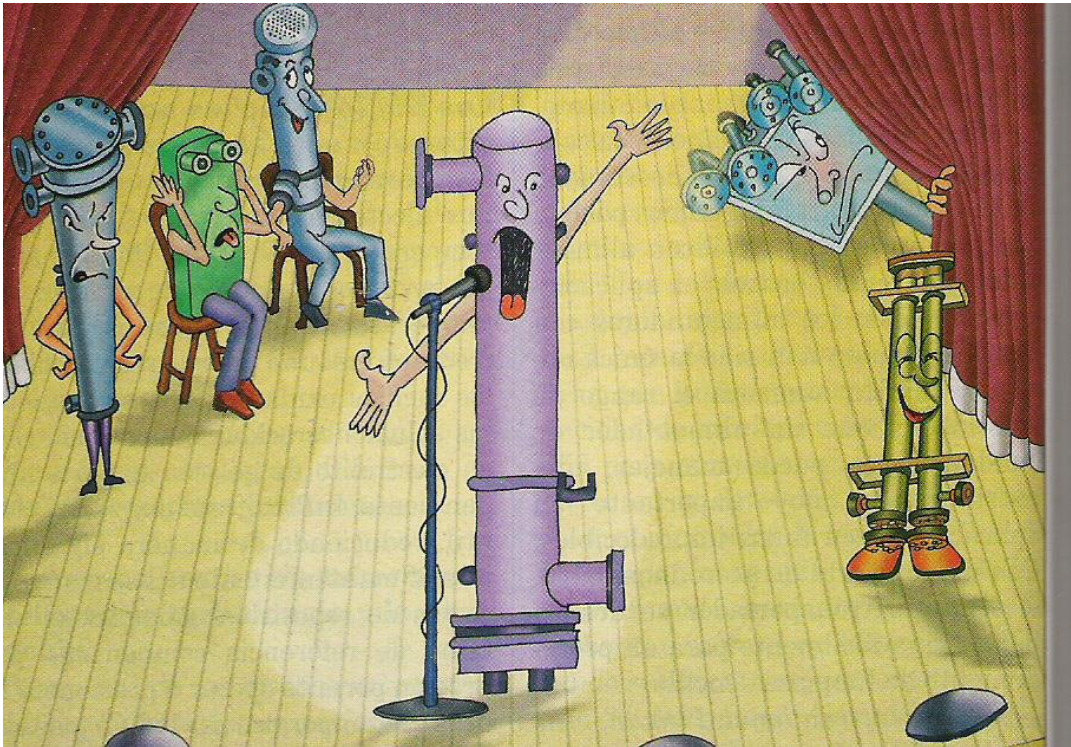
$$Q_r = 4.92(0.28)(\pi)(8.89)(10^{-2})(4.13^4 - 2.91^4) = 84.3 \text{ kcal /h}$$

4.- Resultado.

El calor radiado es de 84.3 Kcal /h

Capítulo I

Generalidades sobre Intercambiadores de calor.



Intercambiadores de calor

Bajo la denominación general de intercambiadores de calor, se engloba a todos aquellos dispositivos utilizados para transferir energía térmica de un medio a otro. Los intercambiadores de calor reciben numerosos nombres de acuerdo a la función principal que realizan, por ejemplo: calentadores, enfriadores, condensadores, re hervidores, evaporadores, radiadores, etc.

La clasificación más general que puede realizarse de los intercambiadores de calor, se efectúa atendiendo al grado de contacto entre los fluidos. Según ese criterio, los cambiadores de calor se dividen en dos grandes grupos.

- a) Intercambiadores de contacto directo.
- b) Intercambiadores de contacto indirecto.

Los intercambiadores de contacto directo, son aquellos dispositivos en los que los fluidos sufren una mezcla física completa, realizándose como consecuencia, la transferencia energética entre ellos. Pertenecen a este grupo, las torres de enfriamiento de agua, los enfriadores de gases y los calentadores y evaporadores por burbujeo y los condensadores de contacto directo.

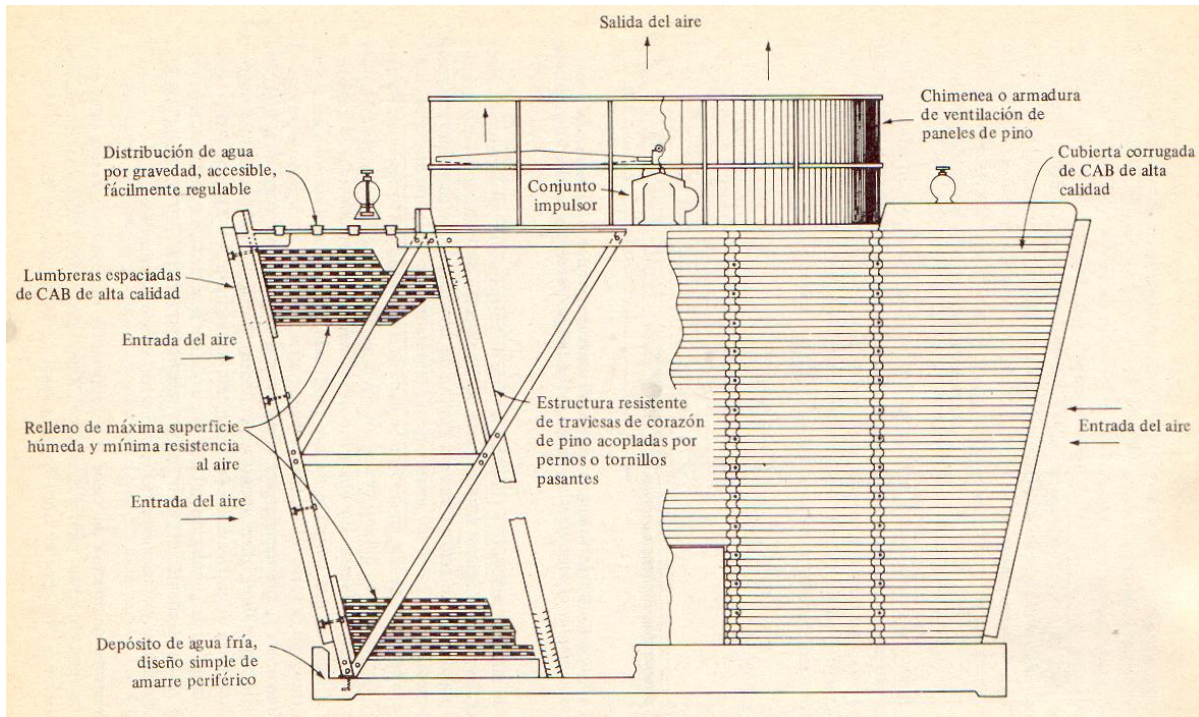


Fig.1.- Torre de enfriamiento de agua. Intercambiador de calor directo.

En cuanto a los intercambiadores de contacto indirecto, el intercambio de calor se da a través de una pared que separa a los fluidos y que por lo tanto no se mezclan.

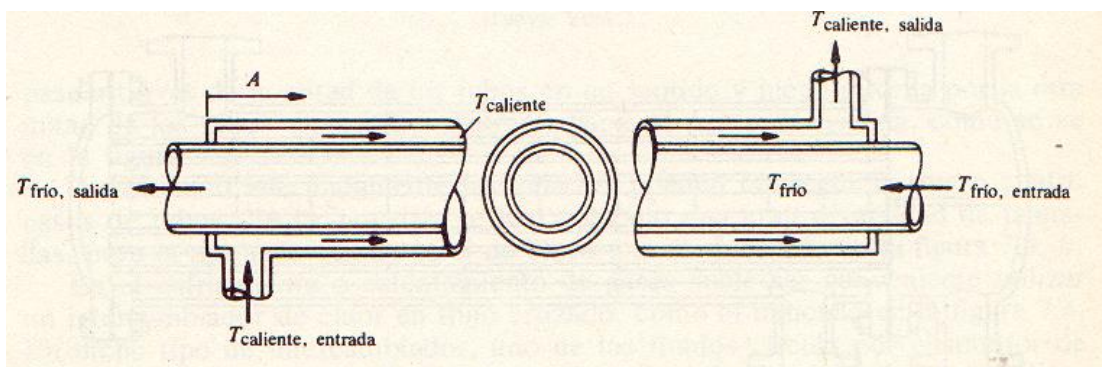


Fig.2 Intercambiador de calor simple formado por dos tubos concéntricos con circulación o flujo en contracorriente.

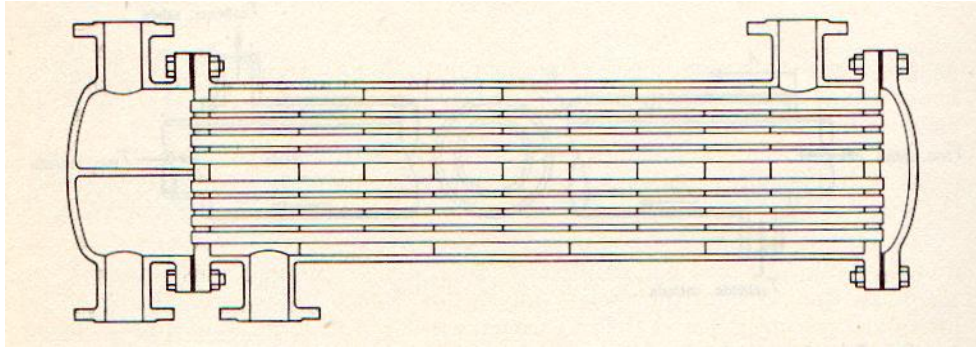


Fig. 3.-Intercambiador de calor con carcasa, tubos y deflectores. El intercambiador mostrado se denomina 1, 2 o que tiene un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos.

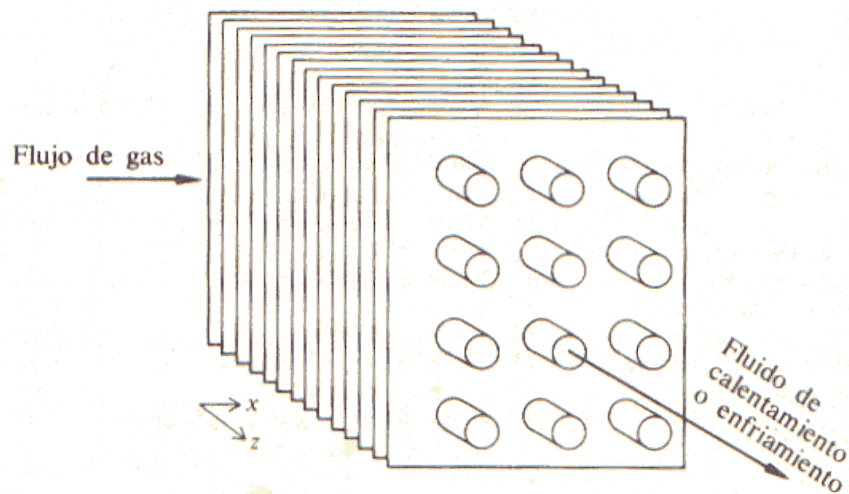


Fig.4.- Intercambiador de calor de flujo cruzado, que se utiliza mucho en los sistemas de refrigeración o de calefacción.

En este capítulo se analizará el comportamiento de los intercambiadores de contacto indirecto.

El flujo de calor desde un fluido caliente a través de una pared sólida hasta un fluido frío es una situación que se presenta en la mayoría de los casos prácticos industriales.

En un intercambiador comercial se encontraría que el paso del calor se lleva a cabo de acuerdo al siguiente esquema:

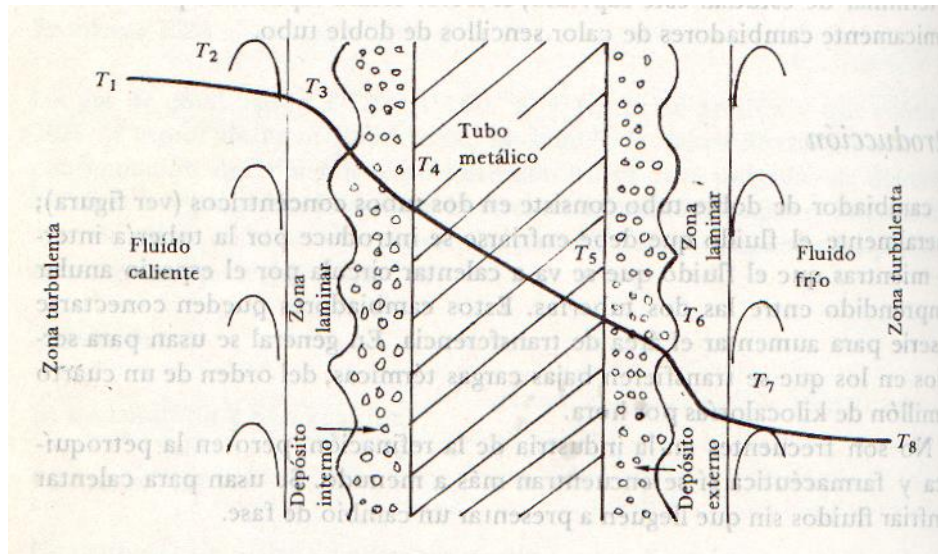


Fig. 4.- Resistencias al paso del calor.

Un fluido caliente a T_1 fluye sobre una de las paredes de un tubo, mientras que un fluido a T_8 fluye del otro lado. Como los fluidos que se manejan por lo general son sucios o producen ataque químico sobre las superficies, generalmente provocan un depósito de suciedad o sarro a ambos lados de las paredes del tubo.

De acuerdo con la teoría de flujo de fluidos, se sabe que a pesar de que un fluido se mueva a régimen turbulento, en las proximidades de la pared del tubo se presentará una zona de régimen laminar en la cual se produce una considerable caída en la temperatura. Por conveniencia en los cálculos se supone que casi toda la caída de temperatura o la resistencia al paso del calor se encuentran en estas zonas. Como no es fácil medir el grueso de esa película que está a régimen laminar, se considera que la transferencia de calor se hace por convección y la resistencia se mide mediante un coeficiente llamado individual o de película, el cual toma en cuenta la resistencia en la zona turbulenta, transicional y laminar. Una vez que el calor llega a la capa de depósito de suciedad el calor se transfiere por conducción a través de él para llegar al tubo y también por conducción el calor atraviesa el tubo y el depósito externo para llegar por último al fluido frío por convección.

La ecuación básica para el diseño de cambiadores de calor es:

$$dA = \frac{dQ}{U\Delta T}$$

En donde dA es el elemento diferencial de superficie requerida para transferir dQ en el punto en el que el coeficiente total de transferencia de calor es U y en donde la diferencia de temperaturas es ΔT .

En el caso de los cambiadores de calor de doble tubo, el área de transferencia de calor es el área del tubo interno, ya que el área del tubo externo sólo sirve como envolvente. El área del tubo interno no es constante, ya que al tener el tubo un espesor x , hay una diferencia entre el diámetro interno D_i y el diámetro externo D_o , por lo que también serán diferentes

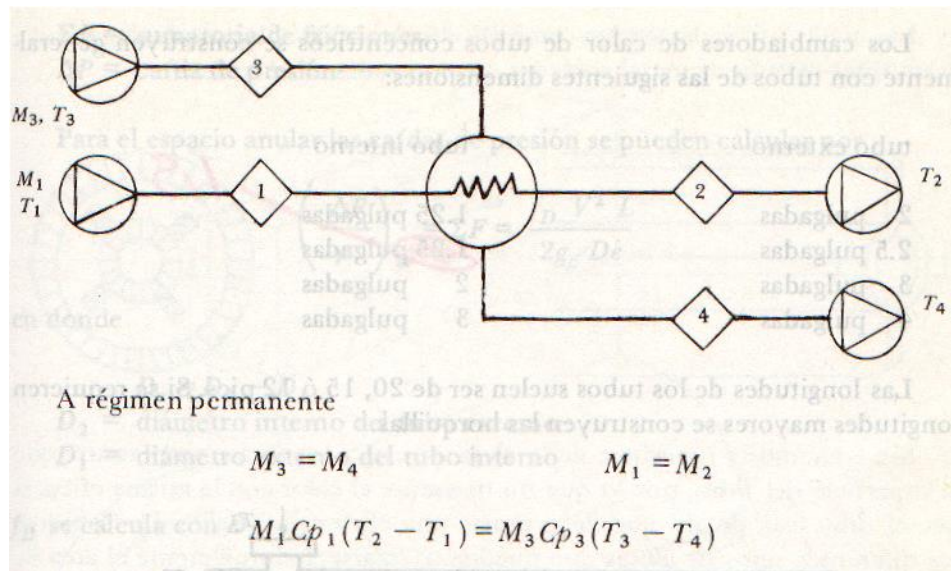
las áreas internas A_i y la externa A_o del tubo interno. Si se toma como referencia el área superficial externa del tubo interno, entonces la ecuación anterior se puede integrar fácilmente para dar:

$$A_o = \int_0^e \frac{dQ}{U_o \Delta T}$$

Para integrar el lado derecho se debe conocer U_o y ΔT en función de Q . Para la mayoría de los casos prácticos es posible calcular un coeficiente promedio U_{o_m} y obtener un ΔT_m , tal que:

$$A_o = \frac{Q_T}{U_{o_m} \Delta T_m}$$

Para obtener la cantidad de calor Q que se debe transmitir es necesario hacer un balance de materia y energía alrededor del equipo.



Si en el intercambiador de calor, los fluidos caliente y frío circulan de modo paralelo y en una misma dirección se dice que el cambiador funciona en paralelo. Si los fluidos circulan de modo paralelo, pero con las direcciones opuestas, se dice que trabaja a contracorriente. Finalmente, si los fluidos circulan de modo que se cruzan entre sí, se denominan de flujo cruzado. Además de estos circuitos simples de movimiento, en la práctica se realizan también circuitos complicados: se combinan las corrientes en paralelo con la contracorriente o se repite el flujo cruzado muchas veces, etc.

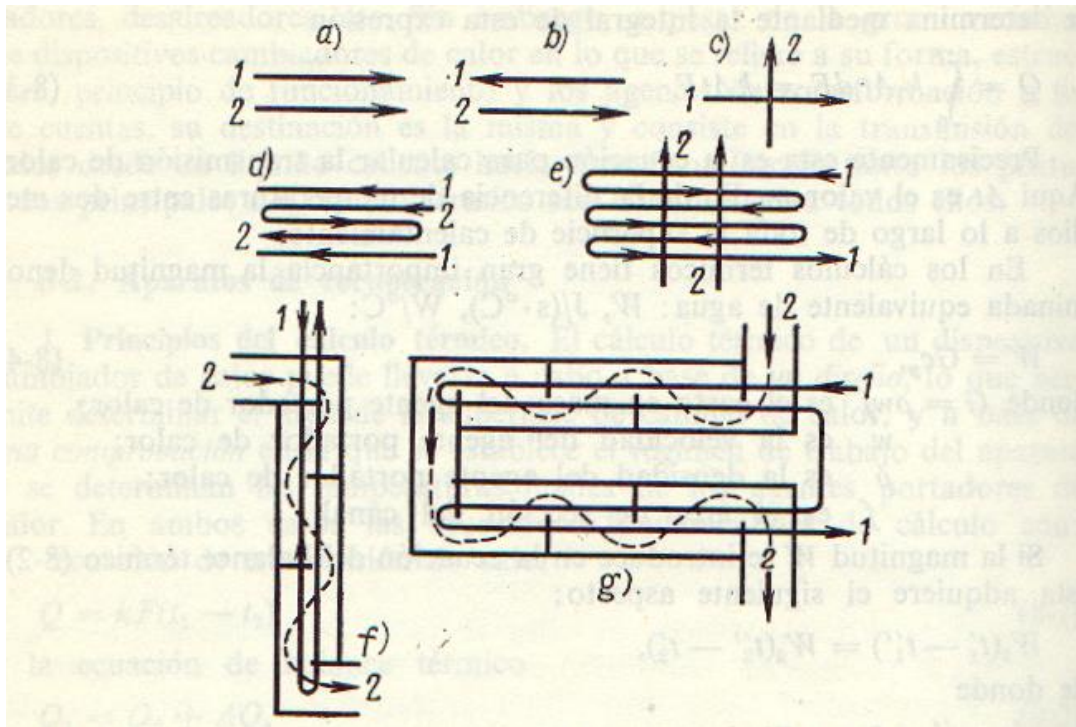


Fig. 5.-Esquemas del movimiento de los fluidos operantes en los intercambiadores de calor: a) en paralelo, b) en contracorriente, c) en flujo cruzado, d) contracorriente y paralelo, e) flujo cruzado múltiple, f y g) intercambiadores de varios pasos.

Las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor no son constantes en general, sino que varían de un punto a otro según el calor va pasando del fluido caliente al fluido frío. En un cambiador de calor de tubos concéntricos, tal como el mostrado en la figura (2) la ΔT varía a través del equipo de acuerdo a la dirección en que se mueven las corrientes, como se muestra en las siguientes gráficas:

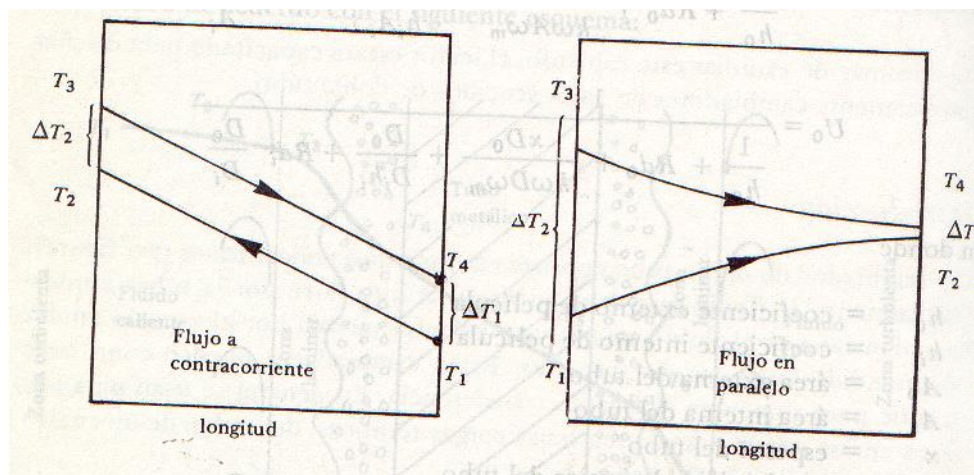


Fig.- 5. Perfiles de temperaturas en intercambiadores de calor.

Para obtener la ΔT_m apropiada para el cálculo del equipo se utiliza la fórmula:

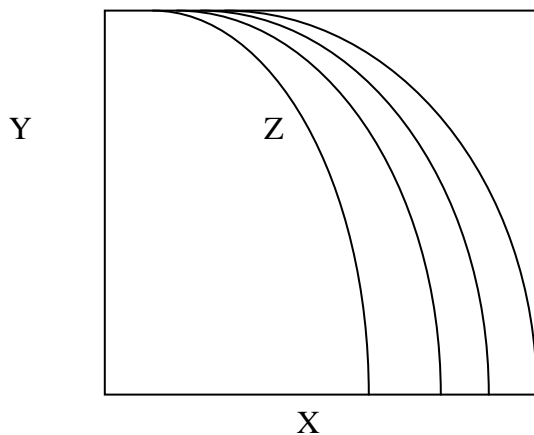
$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

En el caso de los intercambiadores de calor más complejos como en los de coraza y tubos o en el caso de intercambiadores de calor en flujo cruzado que tienen varios pasos, resulta muy difícil encontrar la diferencia media de temperaturas. El procedimiento más usual consiste en modificar la media logarítmica de la temperatura mediante un factor de corrección F. El valor de ese factor de corrección se obtiene mediante gráficas de P vs Z. Siendo P la efectividad o sea, la relación entre el flujo de calor absorbido y el máximo flujo de calor que podría absorberse y R la capacidad que es el calor absorbido por un fluido y el calor dado por el otro.

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

$$X = \frac{\text{Temperatura de entrada del fluido carcaza} - \text{Temperatura de salida del fluido en la carcaza}}{\text{Temperatura de salida del fluido en los tubos} - \text{temperatura de entrada del fluido en los tubos}}$$

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



En estos casos la diferencia media de temperaturas es:

$$\Delta T_m = \Delta T_m Y$$

La diferencia media de temperaturas se calcula en estos casos como si el cambiador funcionara a contracorriente.

En el caso de que la temperatura de uno de los fluidos permanezca constante como sucede con los condensadores y en ciertos re hervidores el factor de corrección Y es 1.

Coefficientes totales

Para medir los equipos comerciales se toma el comportamiento general del equipo basado en un coeficiente total U, el cual depende de tantas variables que es necesario reducirlo a partes.

Los coeficientes totales pueden estar basados en el área externa o interna del tubo. Con base al área externa Ao.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + Rdo + \frac{x A_o}{k_w A_{w_m}} + \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{Rdi A_o}{A_i}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + Rdo + \frac{x D_o}{k_w D_{w_m}} + \frac{D_o}{D_i h_i} + Rdi \frac{D_o}{D_i}}$$

Tomando como base el área interna:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + Rdi + \frac{x D_i}{k_w D_{w_m}} + \frac{D_i}{D_o h_o} + \frac{D_i Rdo}{D_o}}$$

En donde:

ho = coeficiente externo de película

hi = coeficiente interno de película

Ao = área externa del tubo

Ai = área interna del tubo

x = Espesor del tubo

k_w = conductividad térmica del tubo

Rdo = resistencia provocada por la suciedad o incrustación externa

Rdi = resistencia causada por la suciedad interna

A_{w_m} = área media logarítmica del tubo.

Di = diámetro interno del tubo

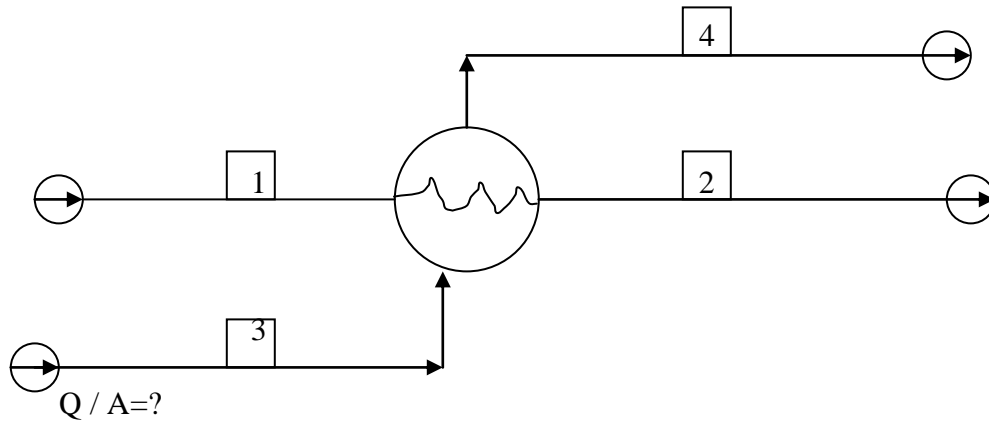
Do = diámetro externo del tubo

D_{w_m} = diámetro medio logarítmico del tubo.

Ejemplo 1

Se desea diseñar un cambiador de calor. Si ΔT_1 es de 33°C y ΔT_2 de 3°C y si el valor de U_{O1} y U_{O2} es de 1485 y 687 kcal / h $\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente, ¿Cuál será el valor de Q / A ?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Calor.

En este caso, debido a que los coeficientes cambian de punto a punto la ecuación de transferencia de calor será:

$$Q = Ao \frac{U_{OII} \Delta T_1 - U_{OI} \Delta T_2}{\ln \left(\frac{U_{OII} \Delta T_1}{U_{OI} \Delta T_2} \right)}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Calor.

$$\frac{Q}{A} = \frac{687(33) - 1485(3)}{\ln \frac{687(33)}{1485(3)}} = 11195.65 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2}$$

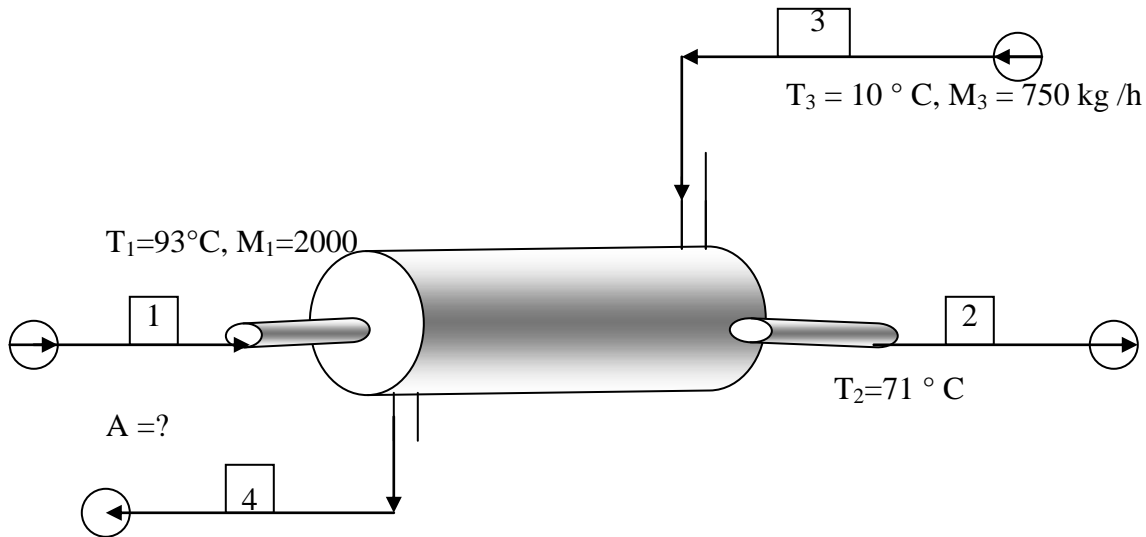
4.- Resultados.

Se transmitirán 11, 195.65 kcal / h m^2 .

Ejemplo 2

Un aceite lubricante con $C_p = 0.5 \text{ kcal / kg } ^\circ \text{C}$ se enfría con agua en un intercambiador tubular. El aceite entra a 93°C y sale a 71°C y fluye a razón de 2000 kg / h . El agua se encuentra a 10°C y se utilizan 750 kg / h . Determine el área de transferencia de calor requerida si el coeficiente es de $220 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$ y si el flujo es a contracorriente.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de energía.

$$M_1 C_{p1} (T_1 - T_2) = M_3 C_{p3} (T_4 - T_3)$$

2.2.- Diferencia media de temperaturas.

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

2.3.- Área.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m$$

3.- Cálculos.

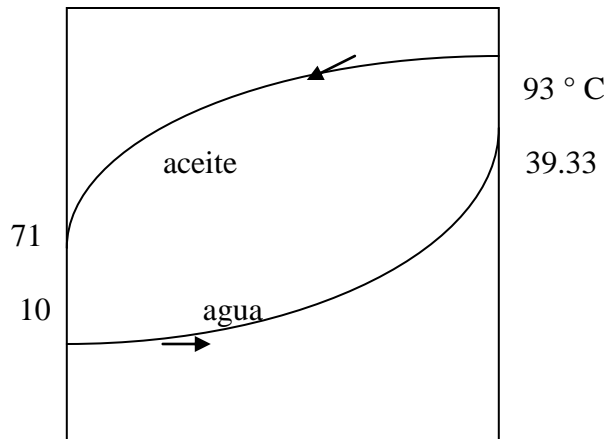
3.1.- Balance de energía.

$$2000(0.5) (93-71) = 750 (1) (T_4 - 10)$$

$$T_4 = 39.33$$

$$Q = 22\,000 \text{ kcal / h}$$

3.2.- Diferencia de temperaturas



Longitud del cambiador

$$\Delta T_1 = 93 - 39.33 = 53.67 \quad \Delta T_2 = 71 - 10 = 61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{53.67 - 61}{\ln \frac{53.67}{61}} = 56.77^\circ\text{C}$$

3.3.- Área.

$$22\,000 = 220 A_0 (56.77)$$

$$A_0 = 1.76 \text{ m}^2.$$

4.- Resultado.

Se requieren 1.76 m².

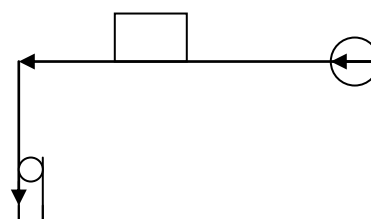
Ejemplo 3.

A través de un intercambiador de doble tubo fluye alcohol, el cual se enfría con agua. La tubería interna es de 1 pulgada de acero y de Cd. 40. La conductividad térmica del acero es de 37 kcal / h m² ° C y los coeficientes son: del lado del alcohol 880 y del lado del agua 1460 kcal / h m² ° C, el coeficiente de suciedad interno de 4800 y el coeficiente externo de suciedad de 2400 kcal / h m² ° C.

¿Cuál es el coeficiente total de transferencia de calor esperado basado en el área externa?

1.- Traducción.

51



1 pulgada Cd.40
 1
 Alcohol
 U =?

2.- Planteamiento.

2.1.- Coeficiente externo.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + Rdo + \frac{x Do}{k_w Dw_m} + \frac{Do}{Di h_i} + Rdi \frac{Do}{Di}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Dimensiones de los tubos.

Di = 1.049 pulgadas = 0.0266446 m

Do = 1.315 pulgadas = 0.033401 m

X = 0.133 pulgadas = 0.0033782 m

$$Dw = \frac{0.033401 - 0.0266446}{\ln \frac{0.033401}{0.0266446}} = 0.02989m$$

3.2.- Coeficiente.

$$RDi = \frac{1}{hdi} = \frac{1}{4800}$$

$$Rdo = \frac{1}{hdo} = \frac{1}{2400}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{2400} + \frac{1}{1480} + \frac{0.0334}{0.0266446} \left(\frac{1}{4800} \right) + \frac{0.003378(0.0334)}{37(0.02989)} + \frac{0.0334}{0.02664(880)}}$$

$$U_o = 347.21 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

4.- Resultado.

El coeficiente total es de 347.21 kcal / h m² ° C

Eficiencia en los intercambiadores de calor

La eficiencia en los intercambiadores de calor está definida como la rapidez real de transferencia de calor dividida entre la velocidad de transferencia máxima que pudiera transmitirse. Es decir:

$$E = \frac{\text{rapidez real de transferencia de calor}}{\text{rapidez máxima posible de transferencia de calor}}$$

La corriente cuya capacidad térmica de flujo es menor (Cp min) es la que establece el límite de la cantidad de calor que se puede transferir.

Por lo tanto se puede poner que:

$$E = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{Q}{Cp_{min}(T_{c1} - T_{f1})} = \frac{Cp_f(T_{f2} - T_{f1})}{Cp_{min}(T_{c1} - T_{f1})} = \frac{Cp_c(T_{c1} - T_{c2})}{Cp_{min}(T_{c1} - T_{f1})}$$

Siendo Cp min la menor de las capacidades calorífica Cp_c o Cp_f.

En el caso en que Cp_f < Cp_c Z>1

Y la eficiencia es:

E =

$$= \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = X$$

En caso contrario:

Z<1

Y
$$E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

Unidades de transferencia.

En muchos casos se conocen las cuatro temperaturas terminales de un intercambiador de calor, pero en otras ocasiones, no son conocidas todas las temperaturas terminales, lo que obliga a un método de iteraciones. El proceso iterativo puede obviarse en aquellos casos en que el coeficiente total sea conocido, (como cuando se trata de escoger un cambiador de calor o cuando un cambiador determinado desea utilizarse para otra aplicación distinta de la que sirvió para su diseño), mediante el método del Número de unidades de transferencia o NTU. Esa expresión fue introducida por Nusselt.

Este número es igual a:

$$NTU = \frac{U A}{(M C_p)_{menor}}$$

$$NTU = \frac{\ln \frac{t_{ce} - t_{fe}}{t_{cs} - t_{fs}}}{CR + 1}$$

Siendo A el área de transferencia, U el coeficiente total y (MCp) el producto de la masa por la capacidad calorífica menor de las dos corrientes que entran al intercambiador.

Este número de unidades de transferencia está relacionado con la eficiencia por:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1+CR)}}{(1+CR)}$$

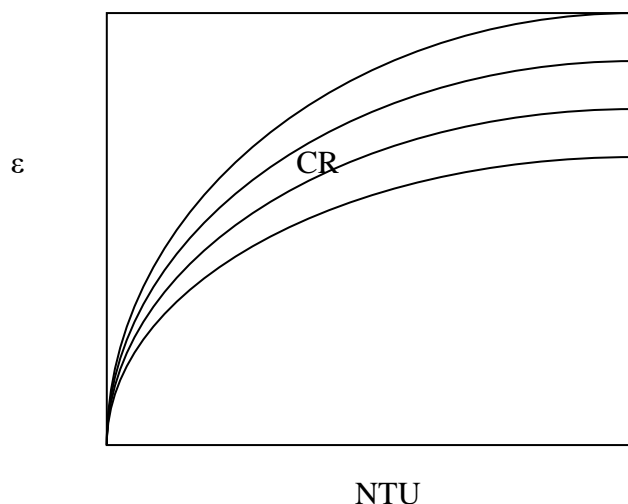
Siendo CR el coeficiente de capacidad

$$CR = \frac{(MCp)_{menor}}{(MCp)_{mayor}} = \frac{(\Delta T)_{menor}}{(\Delta T)_{mayor}}$$

$$\varepsilon = \frac{\text{Calor absorbido por el fluido con } (MCp)_{menor}}{\text{Máximo calor que podría intercambiarse}} = \frac{(\Delta T)_{mayor}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

Tce = temperatura de entrada del fluido caliente; Tfe = temperatura de entrada del fluido frío; Tfs = temperatura de salida del fluido frío; Tcs = temperatura de salida del fluido caliente.

La relación entre NTU, CR y ε se presenta en forma de gráficas para diferentes tipos de intercambiadores:



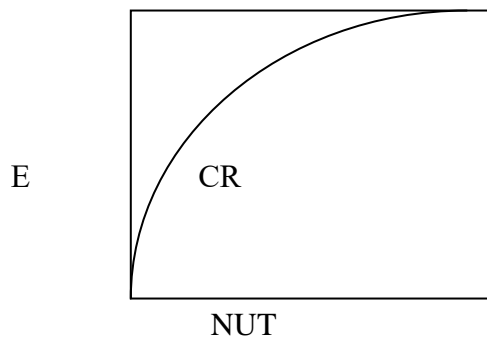
Ejemplo 4.

En un intercambiador de coraza y tubos se tienen dos pasos por los tubos. El área de transferencia es igual a 5 m² y se sabe que el coeficiente total de transferencia de calor es de 1032 kcal /h m² ° C. Si a través de los tubos entran 10 000 kg /h de agua a 25 ° C mientras que por la coraza entran 5000 kg /h de agua a 90 ° C, determine la temperatura del agua de salida del intercambiador de calor.

1.- Planteamiento.

2.1.-Número de unidades de transferencia.

$$NUT = \frac{UA}{MCp_{\text{mínimo}}}$$



3.- Cálculos.

3.1.- Valor de CR

Calor mínimo = 5000(1) = 5000 kcal / h °C

Calor máximo = 10000(1) = 10000 kcal / h °C

3.2.- NUT

$$NUT = \frac{1032(5)}{5000} = 1.03$$

3.3.- Eficiencia.

De las gráficas del apéndice $\epsilon = 0.54$

3.4.-Temperaturas de salida.

$$\text{Eficiencia} = \epsilon = \frac{(\Delta T)_{\text{mayor}}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{90 - T_{cs}}{90 - 25}$$

$$T_{cs} = 54.9$$

Mediante un balance se tiene que:

$$5000 (1) (90-54.9) = 10\ 000 (1) (T_{fs}-25)$$

$$T_{fs} = 42.55^{\circ}\text{C}$$

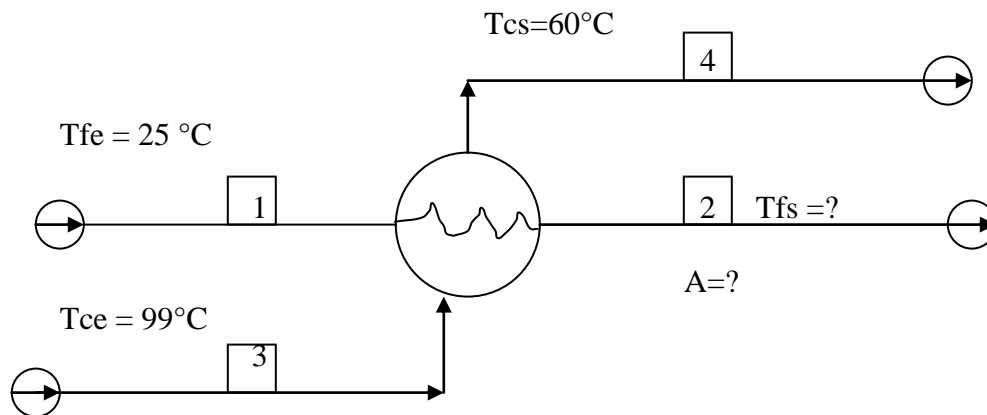
4.-Resultado.

La temperatura de salida del fluido caliente es de 54.9°C . La temperatura del fluido frío de 42.55°C

Ejemplo 5.

Aire a 25°C fluye sobre un intercambiador de calor de flujo cruzado y enfría agua de 99 a 60°C . El agua fluye a razón de 4 kg / min a través del intercambiador. El aire fluye a razón de 14 kg / min . Si el coeficiente de transferencia de calor es de $70\text{ kcal / h m}^2\text{C}$, determine el área de transferencia de calor requerida y la eficiencia del intercambiador.

1.- Traducción



2.- Planteamiento.

2.1.-Balance de energía.

$$M_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) = M_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs})$$

La eficiencia del intercambiador, ϵ es:

Para $M_c C_{pc} < M_f C_{pf}$

$$\epsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

Para $M_c C_{pc} > M_f C_{pf}$

$$\epsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Datos.

$$M_c = 4 \text{ kg / min} \quad M_f = 14 \text{ kg / min}$$

$$T_{ce} = 99^\circ\text{C}; T_{cf} = 60^\circ\text{C}; T_{fi} = 25^\circ\text{C}$$

$$C_{pc} = 1 \text{ kcal / kg }^\circ\text{C}; C_{pf} = 0.24 \text{ kcal / kg }^\circ\text{C}$$

3.2.- Balance de energía.

$$14 (0.24) (T_{fs} - 25) = 4 (1) (99-60)$$

$$T_{fs} = 71.4^\circ\text{C}$$

3.3.- La eficiencia.

Puesto que $M_c C_{pc} > M_f C_{pf}$

$$\varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

O bien:

$$\varepsilon = \frac{71.4 - 25}{99 - 25} = 0.63$$

3.4.- Área de transferencia.

$$CR = \frac{14(0.24)}{4(1)} = 0.84$$

A partir de la gráfica con $\varepsilon = 0.63$ y con $CR = 0.84$ para cambiadores de calor de flujo cruzado con fluidos sin mezclar.

$$NUT = 2.5$$

$$NUT = \frac{UA}{MC_{p\text{mínimo}}} = 2.5$$

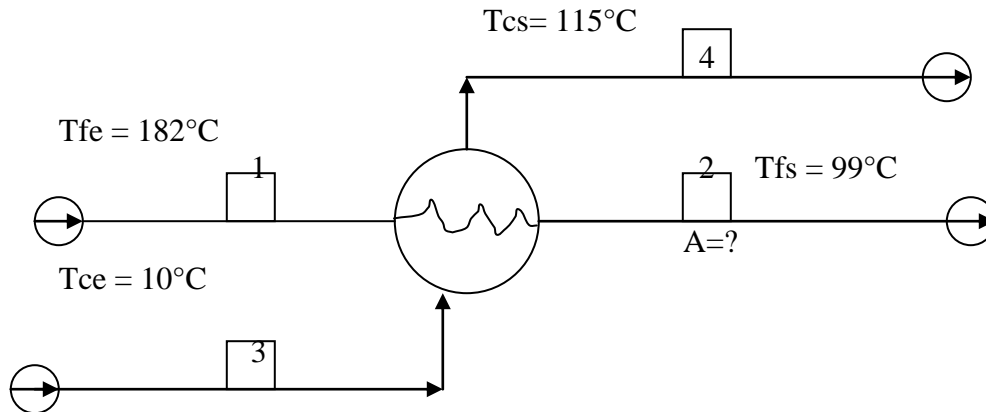
$$A = \frac{(2.5)(14)(0.24)(60)}{70} = 7.2 \text{ m}^2$$

4.- Resultados.

La temperatura del aire saliente es de 71.4°C , la efectividad es de 0.63 y el área de transferencia de calor de 7.2 m^2 .

Ejemplo 6.

Un cierto cambiador de calor presenta las temperaturas de entrada y salida que muestran la figura. ¿Cuál sería el arreglo más adecuado?



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

Para que un intercambiador de coraza y tubos sea eficiente el factor F deberá ser mayor de 0.7. El valor de los factores F está en función de los pasos por la coraza así como de los factores X, Y. Un Factor F mayor indica que se utiliza en mayor grado la fuerza impulsora de la temperatura disponible.

3.- Cálculos.

3.1.- Factores F

$$X = \frac{T_4 - T_3}{T_1 - T_3} = \frac{115 - 10}{182 - 10} = 0.6$$

$$Y = \frac{T_1 - T_2}{T_4 - T_3} = \frac{182 - 99}{115 - 10} = 0.8$$

Si se usa un intercambiador de un solo paso por la coraza F es de 0.65, con un cambiador de dos pasos por la coraza F tiene un valor de 0.95.

4.- Resultado.

Para este requerimiento se debería utilizar un cambiador de dos pasos por la coraza

Ejercicios de auto evaluación**Problema 1.**

Determine el área de transferencia de calor necesaria en un intercambiador de tubos concéntricos y que trabaja con flujo en paralelo. El tubo empleado es de 1 pulgada de diámetro exterior de cobre y de calibre 18 BWG. En el intercambiador se desean enfriar 1000 kg / h de un aceite con $C_p = 0.47 \text{ kcal / kg } ^\circ \text{C}$ desde 80 hasta 60 $^\circ \text{C}$. Para lograr el enfriamiento se dispone de 1000 kg / h de agua a 25 $^\circ \text{C}$. Supóngase que el coeficiente total de transferencia de calor basado en el área externa es de $U = 430 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$

R.- El área es de 0.58 m^2

Problema 2.

Un cambiador de calor tiene un coeficiente de $841 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$ con área de 0.5 m^2 . Si el agua pasa por el interior de los tubos a 15 $^\circ \text{C}$ con un caudal de 450 kg / h a contracorriente con 500 kg / h, de una sustancia con capacidad calorífica igual a $0.45 \text{ kcal / kg } ^\circ \text{C}$ y que entra a 95 $^\circ \text{C}$, determine la temperatura de salida de cada uno de los fluidos.

R.- La temperatura final del agua será de 45.22 $^\circ \text{C}$; la de la sustancia de 34.55 $^\circ \text{C}$

Problema 3.

El coeficiente total de transferencia de calor para un intercambiador de calor de un paso por la carcasa y dos por la tubería es de $1500 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$. Entre la carcasa y los tubos circulan 10 000 kg / h de un fluido con calor específico de $1 \text{ kcal / kg } ^\circ \text{C}$ que entra a 260 $^\circ \text{C}$. El fluido que circula por la tubería tiene un calor específico de $0.85 \text{ Kcal / kg } ^\circ \text{C}$ y entra a 30 $^\circ \text{C}$ a razón de 30 000 kg / h. Suponiendo que la superficie de intercambio es de 10 m^2 , determine las temperaturas de salidas de los fluidos.

R.- Los fluidos salen a 110.5 $^\circ \text{C}$ y a 88.6 $^\circ \text{C}$.

Problema 4.

Cierto intercambiador de calor tiene un paso por la carcasa y cuatro pasos por los tubos con un área de transferencia de 9.3 m^2 . Al intercambiador entra aceite con un C_p de $0.6 \text{ kcal / kg } ^\circ \text{C}$ y a la temperatura de 176 $^\circ \text{C}$ a razón de 60 litros por minuto. Se dispone de agua refrigerante a razón de 2730 kg / h con una temperatura de 15 $^\circ \text{C}$. Determine la temperatura de salida del aceite y del agua si el valor de U es de $880 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$ y si la densidad del aceite es de 818 kg / m^3 .

R.- La temperatura del aceite saliente es de 64 $^\circ \text{C}$ y la temperatura de salida del agua es de 89 $^\circ \text{C}$.

Problema 5.

Para calentar una corriente de aire en flujo turbulento se utiliza un cambiador de calor de doble tubo, empleando vapor de agua condensante como agente de calefacción. Si se conectan en serie dos cambiadores iguales y sigue empleándose vapor de agua a la misma

presión, calcule en cuanto ha de aumentarse el caudal de aire para que a igualdad de temperaturas de entrada, la de salida sea la misma que cuando se emplea un solo cambiador.

R.- El caudal de aire ha de hacerse 32 veces mayor.

Problema 6.

Calcule el aumento de longitud que habría que darse al cambiador indicado en el ejemplo anterior si se desea duplicar el caudal de aire a su través, conservando las mismas temperaturas de entrada y salida y empleando vapor condensante a la misma presión.

R.- La longitud ha de aumentarse el 15 %.

Problema 7.

Para calentar ácido acético desde 20 hasta 60 ° C se hace pasar por el interior de un cambiador 1-2, circulando por la carcasa agua que entra a 95 ° C y sale a 80 ° C. El coeficiente total de transferencia de calor desde el agua a la pared referido al área interna de los tubos, es de 350 kcal / h m²°C; el flujo de masa del ácido acético a través de cada tubo es de 200 kg /h y su calor específico es de 0.5 kcal /kg ° C. Determine la longitud de los tubos si su diámetro interno es de 1 cm.

R.- La longitud es de 7.5 m

Problema 8.

Un cambiador de calor constituido por una serie de tubos concéntricos de acero se emplea para enfriar en cada tubo 500 kg /h de una sustancia cuyo calor específico es de 0.45 kcal / kg ° C, utilizando agua como líquido refrigerante. El agua entra por el interior de los tubos a 15 ° C con un caudal de 450 kg /h y tubo, en contracorriente con la sustancia que entra a 95 ° C. Los tubos internos tienen de diámetro 3 cm y su espesor es de 3 mm. En las condiciones de operación se han determinado experimentalmente los coeficientes de convección encontrándose los valores:

$$h_{\text{agua-tubo}} = 2300 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{°C}}$$

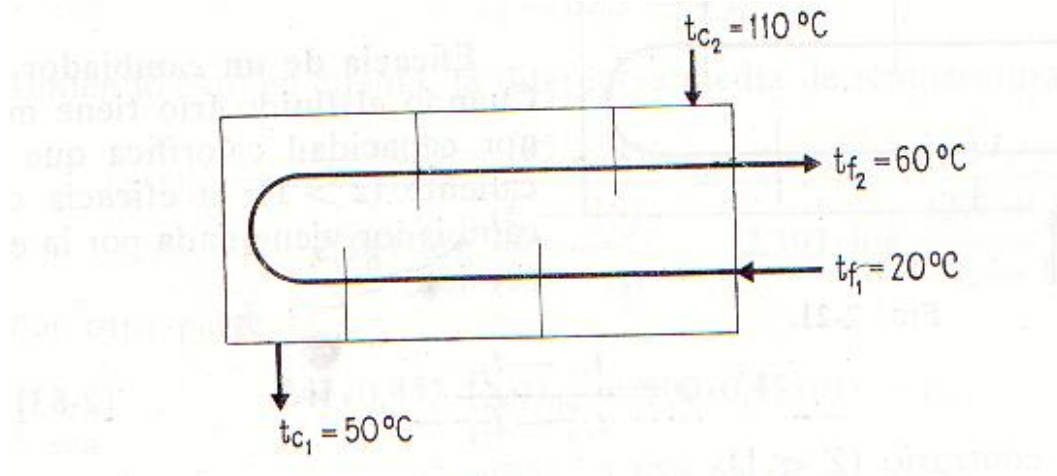
$$h_{\text{tubo-sustancia}} = 1500 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{°C}}$$

Determine la temperatura de salida de cada uno de los fluidos si la longitud de los tubos es de 4 m.

R.- La temperatura de salida de la sustancia es de 37.3 ° C, la del agua de 43.9 ° C

Problema 9.

Determine la diferencia media de temperaturas para el cambiador 1-2 (un paso por la carcasa y 2 pasos por los tubos) a partir de los datos indicados en la siguiente figura:



R.- La diferencia media de temperaturas es de $25.3\text{ }^{\circ}\text{C}$

Problema 10.

En un intercambiador de calor constituido por dos tubos concéntricos entra el fluido caliente a $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se enfría hasta $100\text{ }^{\circ}\text{C}$; el fluido frío entra a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se calienta hasta $80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Calcule la diferencia media de temperaturas para a) flujo a contracorriente y b) flujo en corriente directa.

R.-En contracorriente es de $65\text{ }^{\circ}\text{C}$; en corriente directa $52.8\text{ }^{\circ}\text{C}$

Problema 11.

Un intercambiador 1-2 funciona con una pasada por la carcasa y dos pasadas por los tubos y calienta 2.52 kg/s de agua desde 21.1 hasta $54.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ usando agua caliente a presión que entra a 115.6 y sale a $48.9\text{ }^{\circ}\text{C}$. El área superficial externa de los tubos del intercambiador es de 9.3 m^2 . Calcule la media de las diferencias de temperaturas en el intercambiador y el coeficiente total de transferencia de calor U_o . ¿Cuál sería el valor de ΔT_m para las mismas temperaturas en un intercambiador 2-4?

R.- Para el primer caso la diferencia media de temperaturas es de $31.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ y el coeficiente U_o es de $1030\text{ kcal/m}^2\text{ K}$, para la segunda parte la diferencia media de temperaturas es de 39.8 K .

Problema 12.

En una planta de procesamiento de alimentos una solución de refrigerante se calienta de 6 a $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ en un cambiador de tubos concéntricos mediante agua que entra a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ y sale a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a razón de 598 kg/h . Si el coeficiente total de transferencia de calor U es de $732\text{ kcal/h m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$, ¿Cuál será el área de transferencia de calor requerida si a) se trabaja en paralelo, B) se trabaja a contracorriente?

R.- Para el flujo en paralelo el área requerida es de 0.231 m^2 , para el flujo a contracorriente el área es 0.228 m^2 .

Problema 13.

Se utiliza un aceite caliente para calentar agua. El agua fluye a razón de 360 kg /h de 40 a 80 ° C y a contracorriente en un intercambiador de doble tubo. Si el coeficiente total de transferencia de calor U es de 258 Kcal /h m²°C encuentre el área de transferencia si el aceite entra a 105 y sale a 70 ° C.

R.- El área es de 2.03 m³.

Problema 14.

Una solución refrigerante se calienta de 6 a 30 ° C en un intercambiador de coraza y tubos con dos pasos por los tubos y un paso por la coraza. El agua caliente entra por la coraza a 55 ° C y sale a 40 ° C a razón de 900 kg /h y el coeficiente total U es de 775 kcal / h m²°C. ¿Cuál será el área de transferencia requerida?

R.- El área requerida es de 0.647 m².

Problema 15.

Repita el problema anterior para el caso en que el intercambiador sea de dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos.

R.-El área es de 0.601 m².

Problema 16.

Un intercambiador de flujo cruzado con los dos fluidos sin mezclarse se usa para calentar agua de 40 a 80 ° C que fluye a razón de 3600 kg /h. ¿Cuál es el coeficiente total de transferencia de calor si el aceite caliente con Cp =0.45 kcal / kg ° C fluye a razón de 9360 kg /h y entra a 100 ° C? El área de transferencia de calor es de 20 m².

R.- El coeficiente es de 162.0 kcal /h m²°C.

Problema 17

Un cambiador de doble tubo que trabaja en paralelo utiliza aceite (270 kg /h con Cp =0.45 kcal / kg ° C) a una temperatura inicial de 205 ° C. El intercambiador se emplea para calentar agua que fluye a razón de 225 kg /h de 16 ° C a 44°C .Qué área de transferencia de calor se requiere si el coeficiente total es de 292 kcal /h m²°C? Determine el número de unidades de transferencia y calcule la efectividad del intercambiador de calor.

R.-El área requerida es de 0.148 m². El NTU es de 0.36 y la efectividad es del 28 %.

Problema 18.

El agua entra 38 ° C a un intercambiador de doble tubo y a contracorriente y que fluye a razón de 2700 kg /h. El agua se calienta mediante aceite con Cp =0.45 kcal / kg ° C y que

fluye a razón de 5400 kg /h y que entra a 116 ° C. Determine el calor transferido si el área es de 13 m² y el coeficiente U es de 292 kcal /h m²°C.

R.- El calor transferido es de 11734 kcal /h..

Problema 19.

El agua entra a un intercambiador de calor de flujo cruzado a 16 °C y a razón de 27 000 kg /h para enfriar 36 000 kg /h que entra a 120 ° C. Si el coeficiente total U es de 194 kcal /h m²°C y si el área de transferencia es de 240 m²;Cuál será la temperatura saliente del aire?

R.-La temperatura saliente es de 23 ° C.

Problema 20.

Se desea enfriar una corriente de 18144 kg /h de petróleo (Cp = 0.7 kcal / kg ° C) en un intercambiador 1-2 desde 93.5 hasta 71 ° C con 7272 kg /h de agua que entra a 10 ° C. El coeficiente total de transferencia de calor Uo es de 293 kcal /h m²°C. Calcule el área necesaria.

Problema 21.

Un intercambiador de calor 1-2 con una pasada por la coraza y dos pasadas por los tubos va a calentar un fluido desde 38 ° C hasta 121 ° C, mediante un fluido caliente que entra a 315 ° C y sale a 149 ° C. Calcule el valor de la diferencia media de temperaturas.

R.- La diferencia media de temperaturas es de 150 ° C.

Problema 22.

Determine la diferencia media de temperaturas para un intercambiador 1-2 si las temperaturas de los fluidos son:

Temperatura inicial de la corriente caliente 80 ° C

Temperatura final de la corriente caliente 40 ° C

Temperatura inicial de la corriente fría 20 ° C

Temperatura final de la corriente fría 40 ° C

R.-La diferencia media de temperaturas es de 23.4 ° C

Problema 23.

El tolueno se enfría con agua desde 106 hasta 30 ° C en un intercambiador de calor de 4 pasos en los tubos y uno en la envolvente. El agua que pasa por los tubos se calienta de 11 a 24 ° C. Determine la diferencia media de temperaturas en el intercambiador de calor.

Problema 24.

Se requieren enfriar 1930 kg /h de alcohol butílico desde 90 hasta 50 ° c en un intercambiador de calor a contracorriente con agua que entra a 18 ° c. La superficie del intercambiador es de 6 m² y el coeficiente del intercambiador es de 198 kcal / h m²°C. ¿Cuántos kg/h de agua se deberán pasar por el intercambiador de calor?

TABLA 1. GUÍA DE SELECCIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR							
	De coraza y tubos	Insertos de tubo	Placa y marco	Placa soldada y marco	Espiral	Circuito impreso	Placa y aleta
Costo relativo	Bajo ¹	Moderado ¹	Bajo	Moderado	Moderado	Alto ²	Moderado
Inventario del proveedor	Alto	Alto	Bajo	Bajo	Bajo	Muy bajo	Muy bajo
Límite de presión, bar	≤350 ³	≤350 ^{3,5}	≤24	≤40	≤35	>500	≤25
Límite de presión diferencial, bar	≤350	≤350	≤24	≤40	≤35	>500	≤25
Rango de temperatura, °F	s-200 to 1,250	-200 to 1,250	-350 to 350	-350 to 600	-40 to 500	-300 to 1,475	-440 to 1,200
¿Viscosidades ≥5 cP ok	No ⁴	Si	Si	Si	Si	Si	No
Materiales de construcción	Varios	Metales maleables	Varios	Varios	Varios	Varios	Muy limitados
¿Fluidos tóxicos o inflamables ok	Si	Si	No	Si	Si ⁴	Si	Si
¿Riesgo de mezcla ok	Si ⁶	Si ⁶	No	Si	No	Si	Si
¿Sólidos suspendidos ok	Si	No	Si	Si ⁵	Si	No	No
¿Fibras suspendidas ok	Si	No	Si ⁵	Si ⁵	Si	No	No
¿Limpieza mecánica ok	Si	Si ⁷	Si	No	Si	No	No
¿Limpieza química ok	Si	Si	Si	Si	Si	Si	Si

1. El costo será alto cuando se usen materiales que no sean de acero al carbono.

2. Aunque costosas, con frecuencia estas unidades son la mejor opción para presiones altas. Dan ahorros importantes en peso y espacio y pueden utilizarse como reactores.

3. Las presiones altas son una posibilidad en las unidades que utilizan cierres especiales.

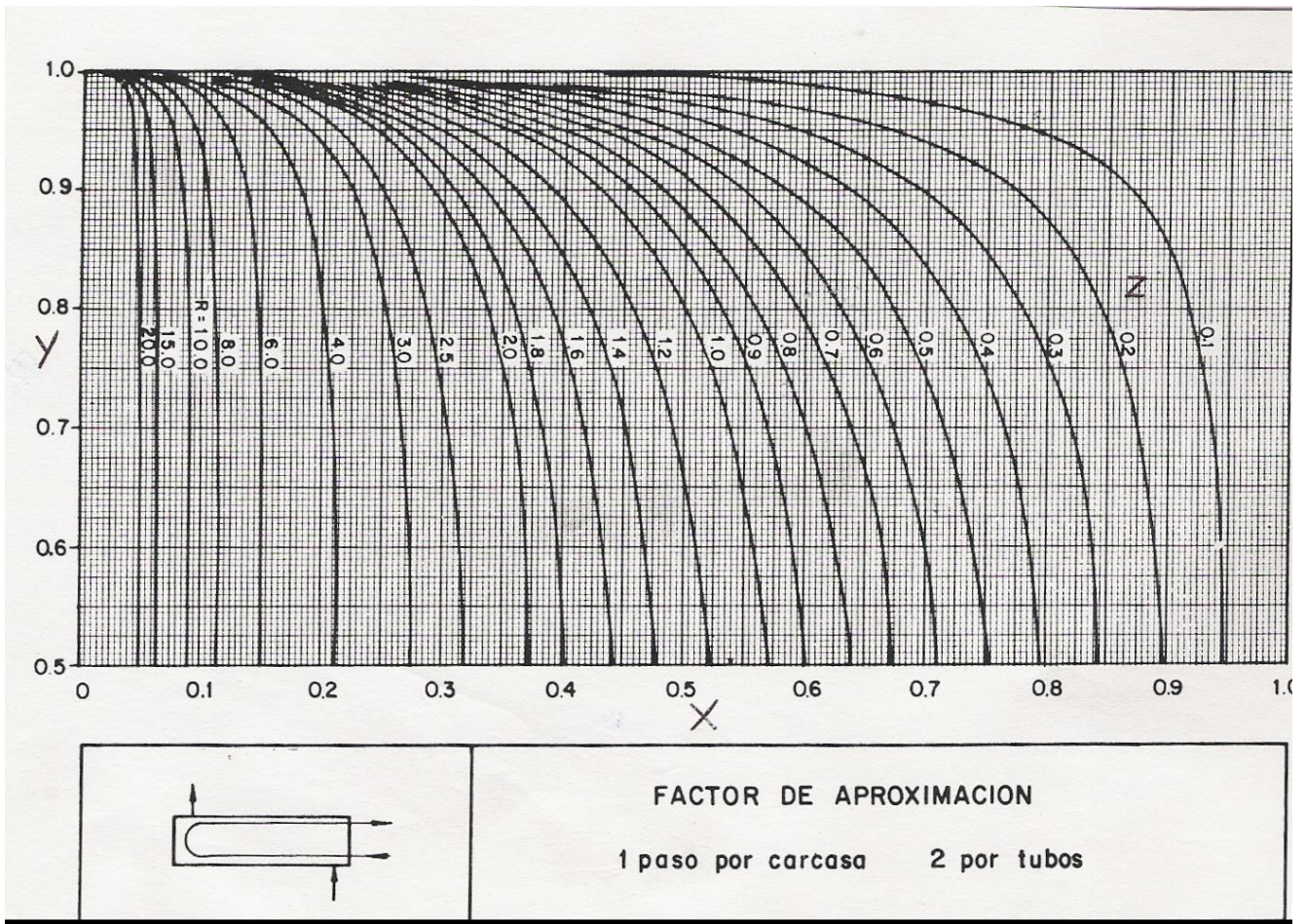
4. Las viscosidades altas son posibles cuando se utilizan deflectores helicoidales.

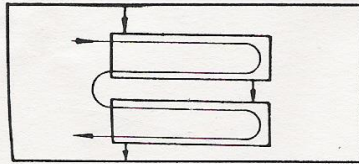
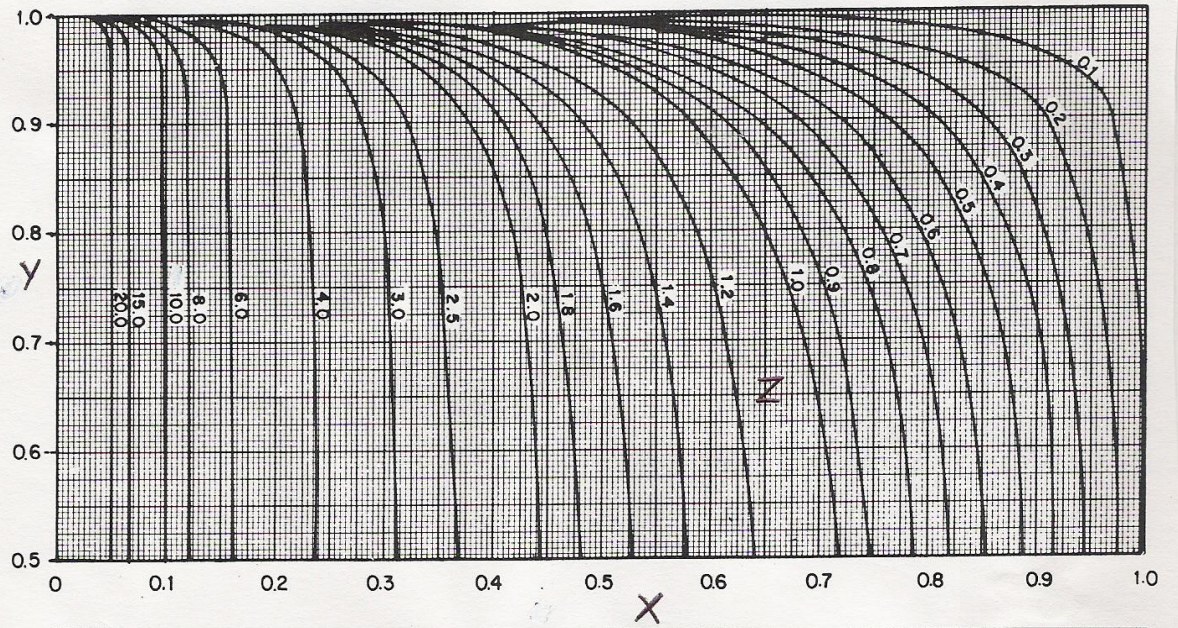
5. Deberá consultarse al proveedor.

6. En este caso, deberán utilizarse chapas de doble tubo.

7. En estas unidades es necesario retirar los insertos y en algunos casos substituirlos, lo cual es costoso. Sin embargo, los insertos tienden a reducir la contaminación, ocasionalmente a un nivel que elimina la necesidad de limpieza.

Fuente: Graham T. Polley- *Los intercambiadores de calor deben tener el papel principal.*- Ingeniería Química América Latina - septiembre 2002-pag.12.

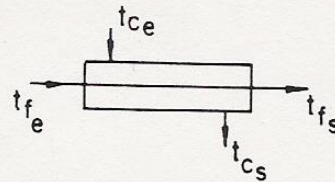
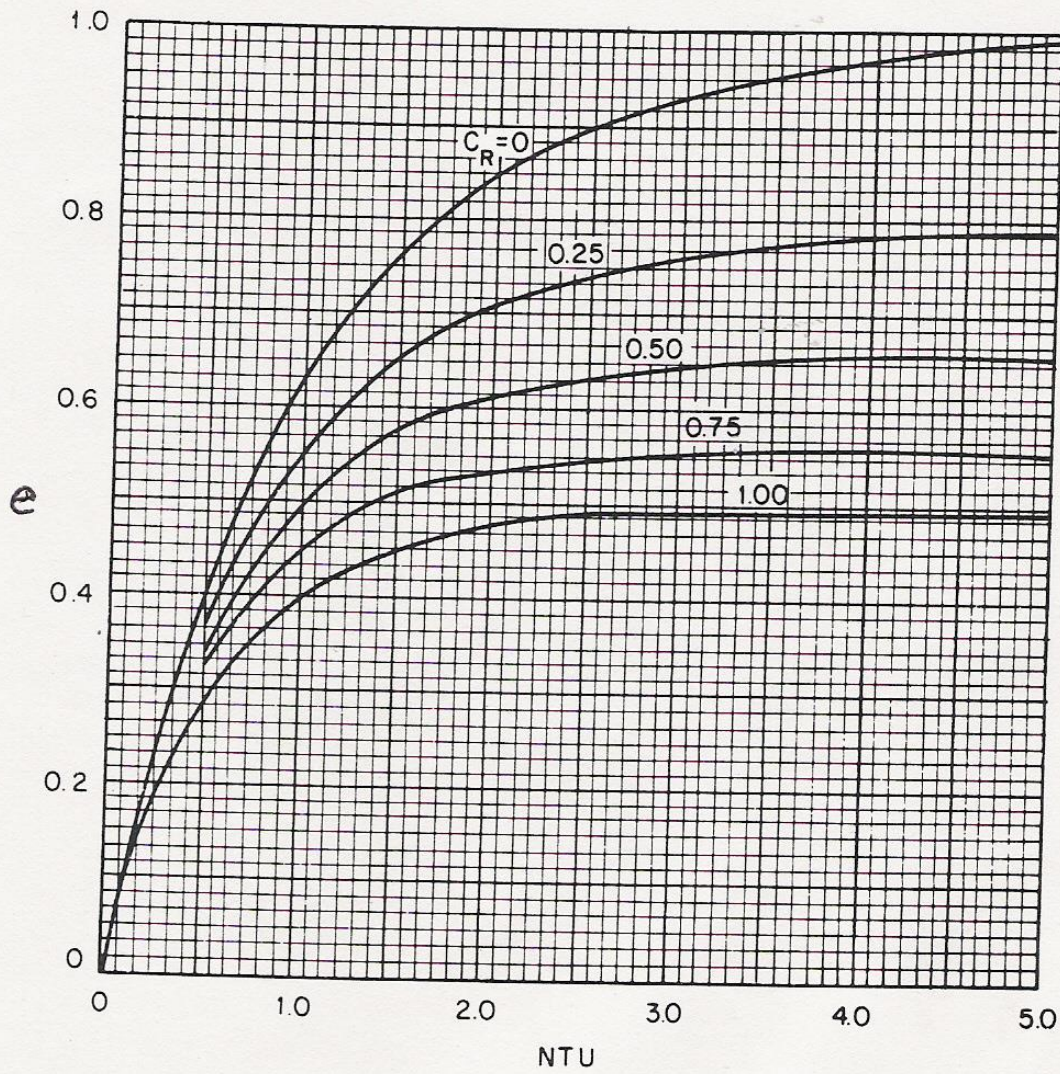




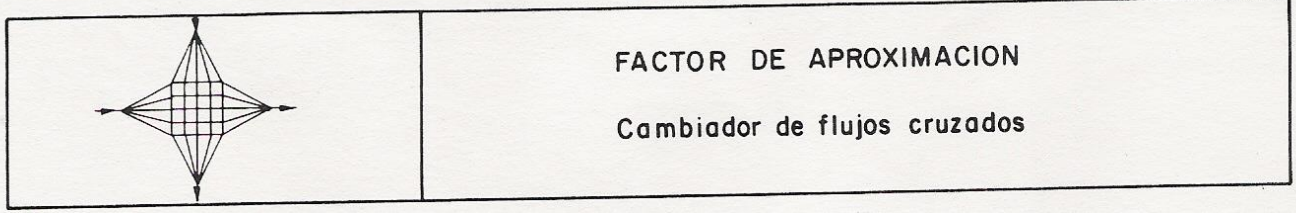
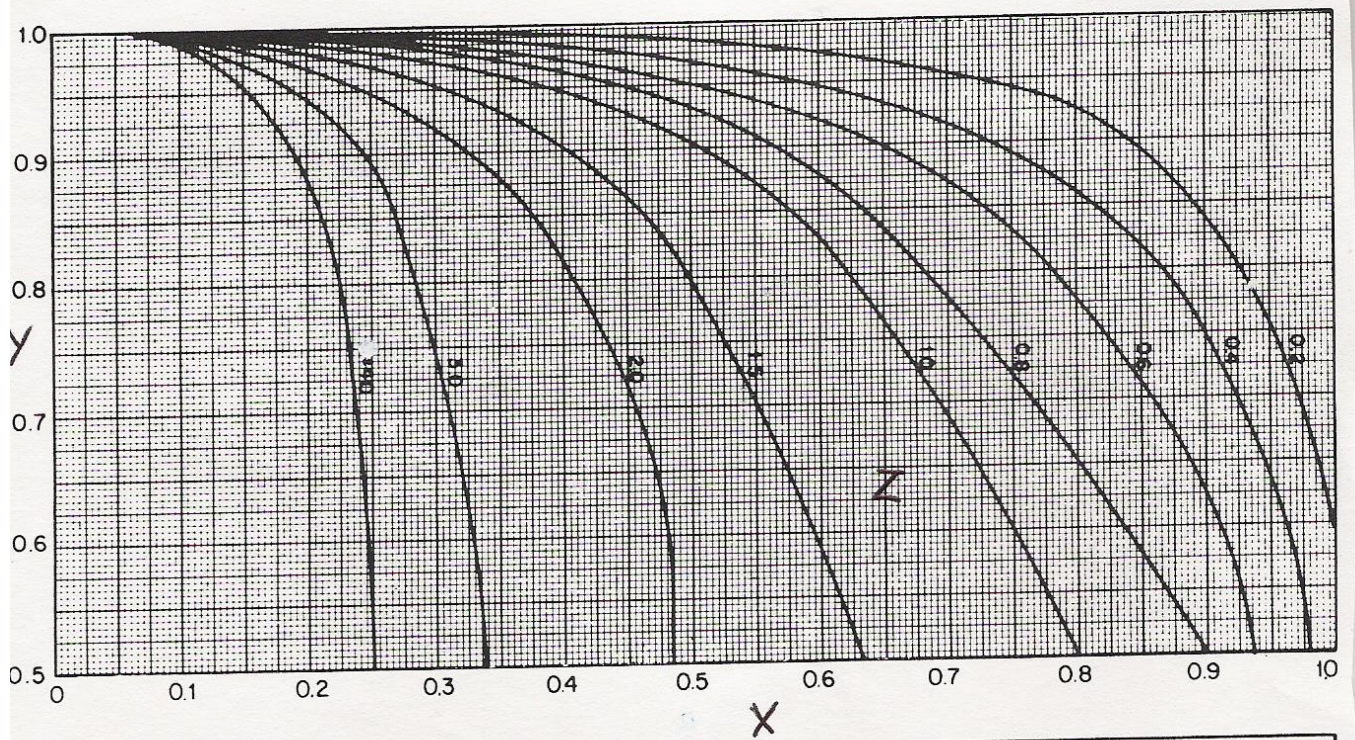
FACTOR DE APROXIMACION

2 pasos por carcasa 4 por tubos

CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR



328 400



CALOR Y FRIO INDUSTRIAL I

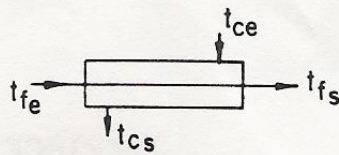
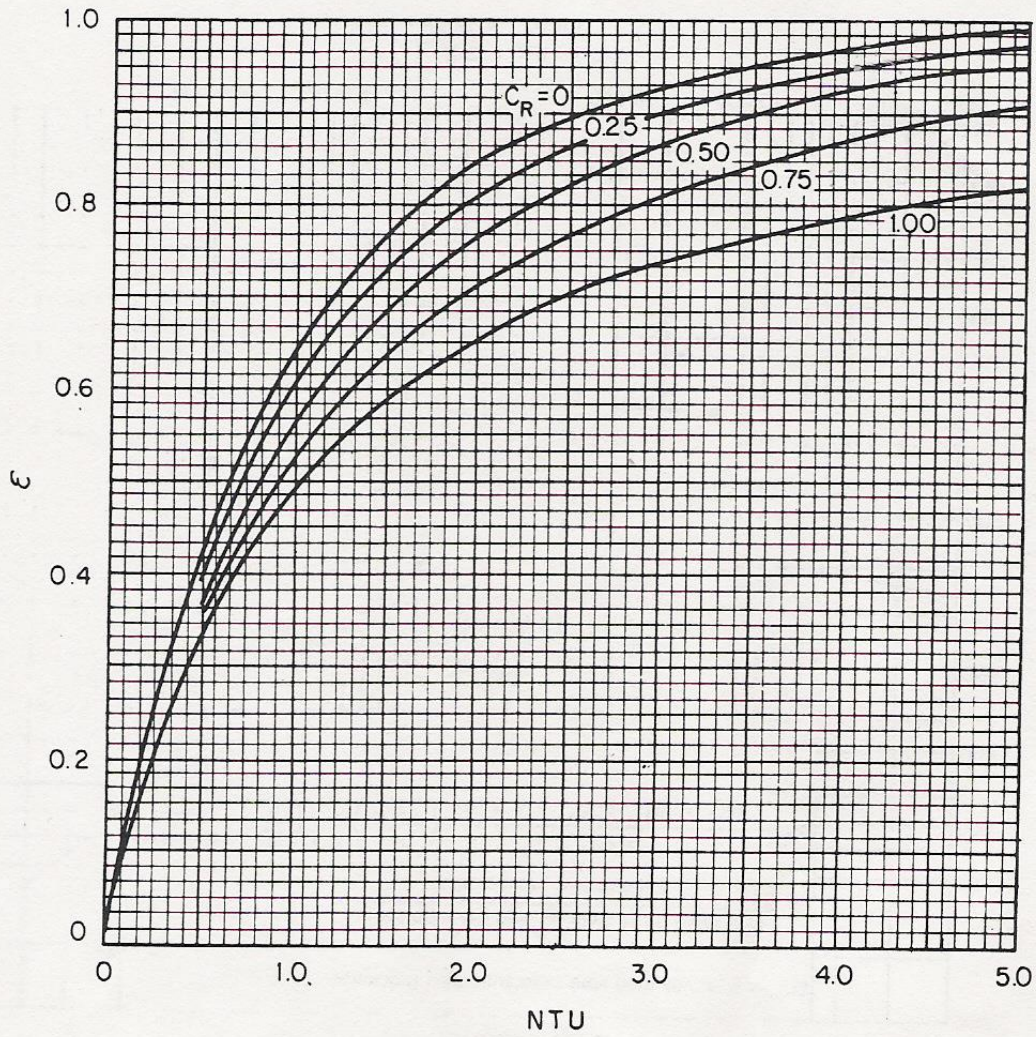
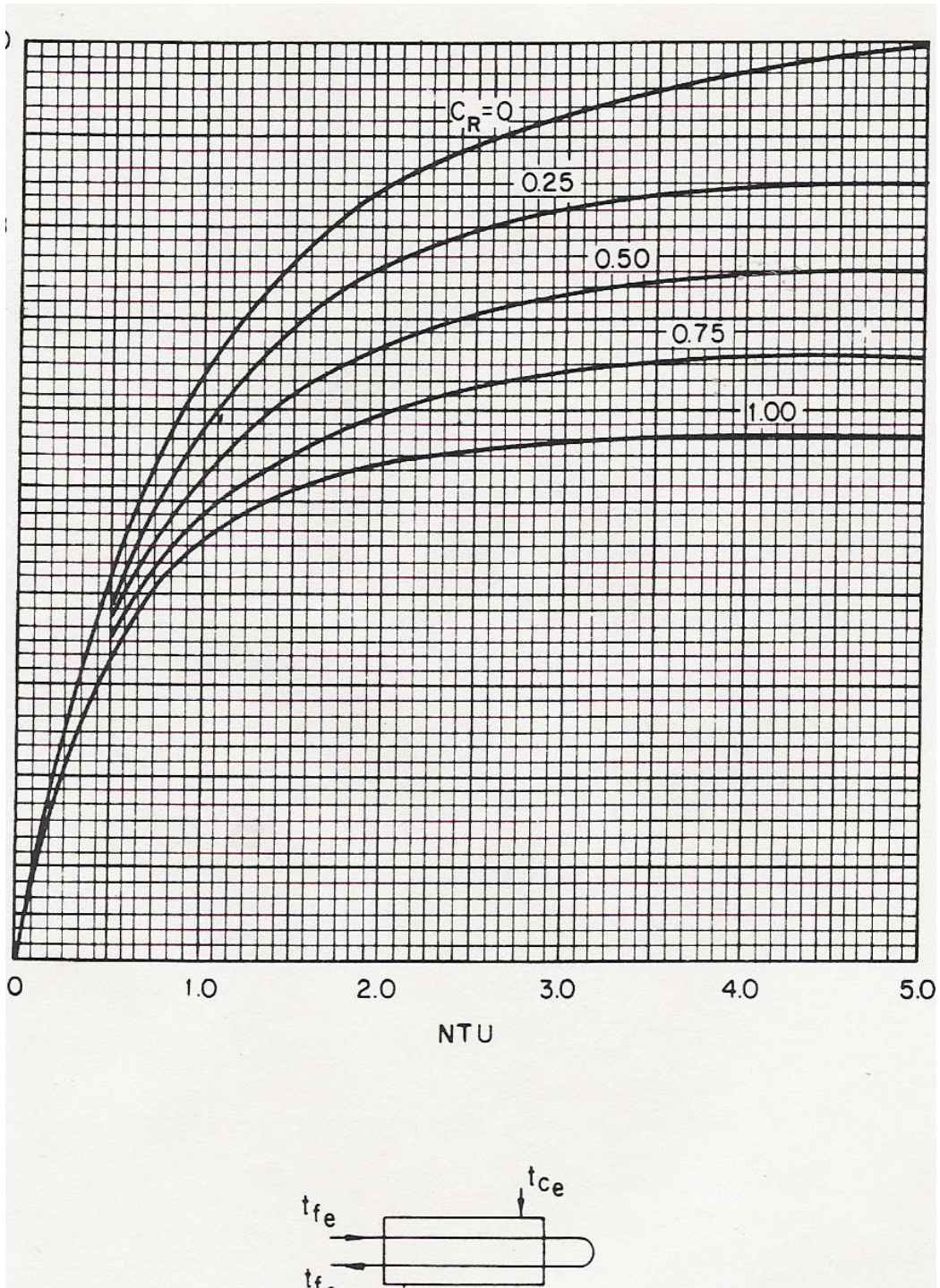


Figura 13-8



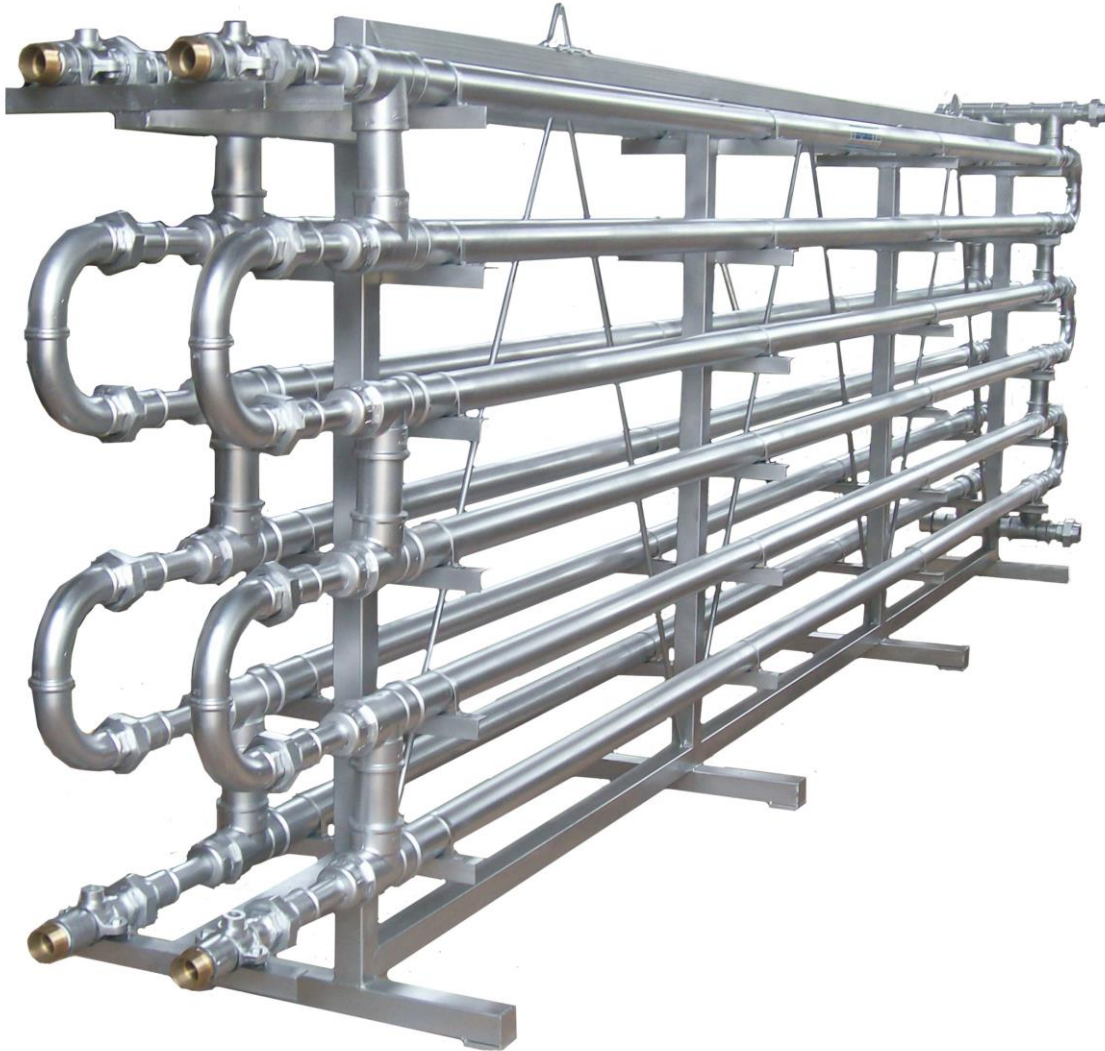
Valores típicos de los coeficientes totales de transferencia de calor U

Intercambiadores de coraza y tubo	Fluido caliente	Fluido frio	Valor de U en W/m²K
	Agua	Agua	800-1000
	Aceites ligeros	Aceites ligeros	100-300
	Aceites pesados	Aceites pesados	50-30
	Crudo reducido	Crudo flasheado	35-100
	DEA regenerado	DEA sucio	450-650
	Gases a presión atmosférica	Gases a presión atmosférica	5-35
	Gases a 200 atm	Gases a 200 atmosferas	100-300
Enfriadores			
	Solventes orgánicos	Agua	250-750
	Aceites ligeros	Agua	350-700
	Aceites pesados	Agua	60-300
	Crudo reducido	Agua	75-200
	Gases a presión atmosférica	Agua	5-35
	Gases a presión de 200 atm	Agua	150-400
	gases	Agua	20-300
	Solventes orgánicos	salmueras	150-500
	agua	Salmuera	600-1200
	gases	Salmuera	15-250
Calentadores			
	Vapor de agua	Agua	1500-4000
	Vapor de agua	Solventes orgánicos	500-1000
	Vapor de agua	Aceites ligeros	300-900
	Vapor de agua	Aceites pesados	60-450
	Vapor de agua	Gases	30-300
	Gases de combustión	Vapor de agua	30-100
	Gases de combustión	Vapores de hidrocarburos	30-100
Condensadores			
	Vapores acuosos	Agua	1000-1500
	Vapores orgánicos	Agua	700-1000
	Hidrocarburos de refinería	Agua	400-500
	Vapores con algo de incondensables	Agua	500-700
	Condensadores al vacío	Agua	200-500
Evaporadores			

	Vapor de agua	Soluciones acuosas	1000-1500
	Vapor de agua	Líquidos orgánicos ligeros	900-1200
	Vapor de agua	Líquidos orgánicos pesados	600-900
	Aceites calientes	Hidrocarburos	250-550
Soloaires			
	Aire	Agua	300-450
	Aire	Líquidos orgánicos ligeros	300-700
	Aire	Líquidos orgánicos pesados	50-150
	Aire	Gases	50-300
	Aire	Hidrocarburos que se condensan	300-600
Serpentines sumergidos	Por dentro del serpentín	En el recipiente	
Convección natural	Vapor de agua	Soluciones diluidas acuosas	500-1000
	Vapor de agua	Aceites ligeros	200-300
	Vapor de agua	Aceites pesados	70-150
	Soluciones acuosas	Agua	200-500
	Aceites ligeros	Agua	100-150
Agitados	Vapor de agua	Soluciones acuosas diluidas	800-1500
	Vapor de agua	Aceites ligeros	300-500
	Vapor de agua	Aceites pesados	200-400
	Soluciones acuosas	Agua	400-700
	Aceites ligeros	Agua	200-300
Calentadores enchaquetados	Por la chaqueta	En el recipiente	
	Vapor de agua	Soluciones acuosas diluidas	500-700
	Vapor de agua	Líquido orgánicos ligeros	200-500
	agua	Soluciones diluidas acuosas	200-500
	agua	Líquidos orgánicos	200-300

Capítulo II

Intercambiadores de doble tubo.



Capítulo II

Intercambiadores de doble tubo.

Un intercambiador de calor sencillo, es aquel que consiste en un solo tubo, como sucede con los cambiadores de calor de doble tubo, los serpentines, las chaquetas, las bayonetas y los cambiadores de trombón.

Intercambiadores con tubos lisos rectos.

Los intercambiadores de tubos lisos rectos son los más comunes. La causa de su generalización es su gran flexibilidad. El intercambiador de doble tubo es el tipo más simple que se puede encontrar. Básicamente consiste en dos tubos concéntricos, lisos o aletados. Normalmente el fluido frío se coloca en el espacio anular y el caliente va por el interior del tubo interno. El intercambiador está formado por varias unidades, cada una se llama horquilla y se arma con tubo roscado o bridado común y corriente. Las uniones también pueden ser soldadas, pero no es lo habitual pues dificulta el armado y desarmado para su limpieza. El flujo en este tipo de equipo es en contracorriente, excepto cuando hay cantidades grandes que demandan un arreglo en serie paralelo. El flujo a contracorriente es hasta 20% más eficiente comparado con el flujo en paralelo de manera que si se manejan corrientes pequeñas este equipo es el mejor y el más económico. Las longitudes máximas de las horquillas son del orden de 18 a 20 pies. Si se usan largos no soportados, el tubo interno se dobla y distorsiona el espacio anular, causando mala distribución del flujo debido a la excentricidad y disminuye el coeficiente total.

Algunas de las ventajas de estos equipos son:

- La cantidad de superficie útil de intercambio es fácil de modificar para adaptar el intercambiador a las condiciones de operación, simplemente conectando más horquillas o quitándolas ya que desconectarlas toma unos cuantos minutos.
- Se pueden arreglar y modificar en poco tiempo con materiales abundantes en cualquier taller.
- No requieren de mano de obra especializada para el armado y desarmado y el mantenimiento.
- Los repuestos son fácilmente intercambiables y obtenibles en poco tiempo.
- Las aplicaciones típicas son cuando un fluido es gas, o es un líquido viscoso, o su caudal es pequeño, mientras el otro fluido es de baja viscosidad o con alto caudal. Son adecuados para servicios con corrientes sucias, con lodos sedimentables o con sólidos o alquitranes por la facilidad con que se limpian. Si hay una buena respuesta a la limpieza química o los fluidos no ensucian, las unidades pueden ser soldadas para resistir altas presiones de operación. Son bastante comunes en procesos frigoríficos.
- En una variedad del intercambiador de doble tubo, intermedia entre estos y los intercambiadores de haz de tubos y coraza, se reemplaza el tubo interior único, por una pequeña cantidad de tubos finos. Esto se hace para aumentar la superficie de intercambio y la velocidad lineal en el espacio de la coraza, lo que a su vez aumenta también el intercambio de calor.

Cambiadores de doble tubo.

Los cambiadores de calor de doble tubo consiste en dos tubos concéntricos (Ver figura); generalmente el fluido que se debe enfriar se mete por la tubería interna, mientras el que se va a calentar circula por el espacio anular comprendido entre las dos tuberías. Estos cambiadores pueden conectarse en serie o en paralelo para aumentar el área de transferencia. En general se usan para servicios en los que se transfieren bajas cargas térmicas, del orden de un cuarto de millón de kilocalorías por hora.

No son frecuentes en la industria de la refinación, pero en la petroquímica y farmacéutica si se encuentran más a menudo. Se usan para calentar o enfriar fluidos sin que llegue a presentarse un cambio de estado.

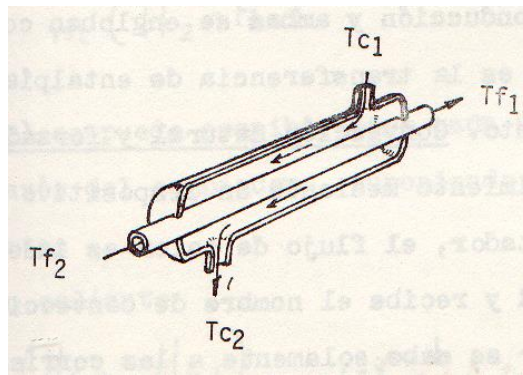


Fig. 1.- Corte de un cambiador de doble tubo

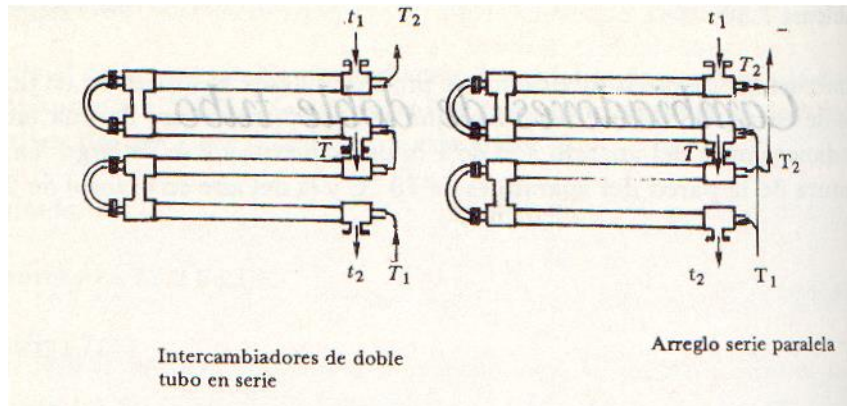
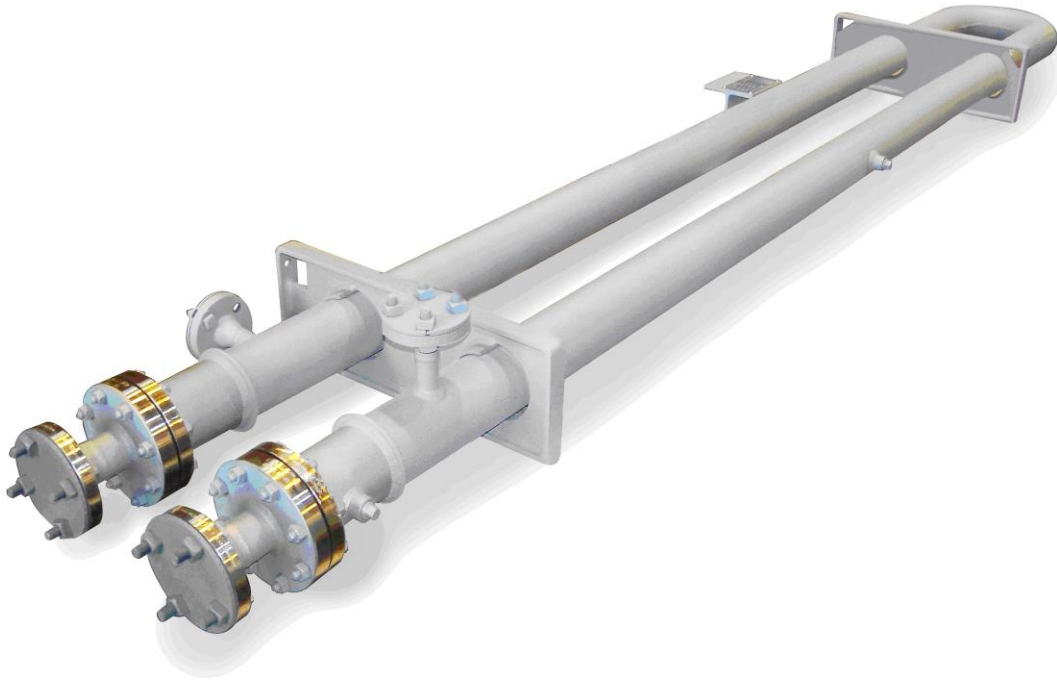


Fig. 3.- Intercambiadores en serie y en paralelo.



El flujo de calor desde un fluido caliente a través de una pared sólida hasta un fluido frío es una situación que se presenta en la mayoría de los casos prácticos industriales.

En un intercambiador comercial se encontraría que el paso del calor se lleva a cabo de acuerdo al siguiente esquema:

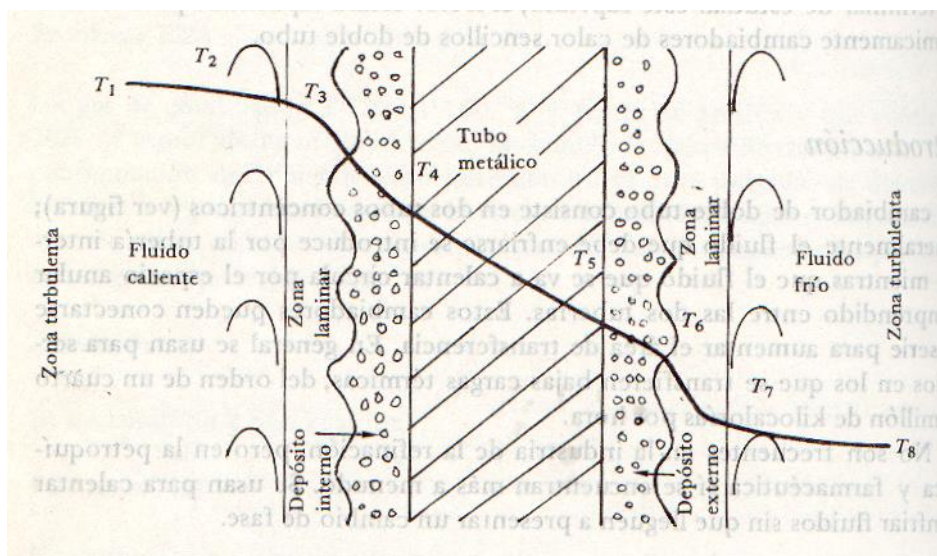


Fig. 4.- Resistencias al paso del calor.

Un fluido caliente a T_1 fluye sobre una de las paredes de un tubo, mientras que un fluido a T_8 fluye del otro lado.

Como los fluidos que se manejan por lo general son sucios o producen ataque químico sobre las superficies, generalmente provocan un depósito de suciedad o sarro a ambos lados de las paredes del tubo.

De acuerdo con la teoría de flujo de fluidos, se sabe que a pesar de que un fluido se mueva a régimen turbulento, en las proximidades de la pared del tubo se presentará una zona de régimen laminar en la cual se produce una considerable caída en la temperatura. Por conveniencia en los cálculos se supone que casi toda la caída de temperatura o la resistencia al paso del calor se encuentra en estas zonas. Como no es fácil medir el grueso de esa película que está a régimen laminar, se considera que la transferencia de calor se hace por convección y la resistencia se mide mediante un coeficiente llamado individual o de película, el cual toma en cuenta la resistencia en la zona turbulenta, transicional y laminar. Una vez que el calor llega a la capa de depósito de suciedad el calor se transfiere por conducción a través de él para llegar al tubo y también por conducción el calor atraviesa el tubo y el depósito externo para llegar por último al fluido frío por convección.

La ecuación básica para el diseño de cambiadores de calor es:

$$dA = \frac{dQ}{U\Delta T}$$

En donde dA es el elemento diferencial de superficie requerida para transferir dQ en el punto en el que el coeficiente total de transferencia de calor es U y en donde la diferencia de temperaturas es ΔT .

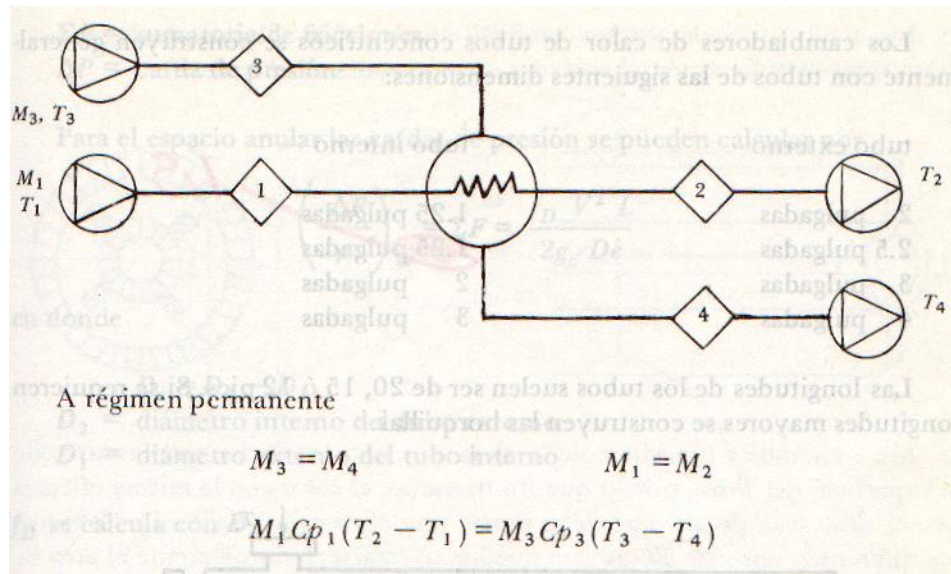
En el caso de los cambiadores de calor de doble tubo, el área de transferencia de calor es el área del tubo interno, ya que el área del tubo externo sólo sirve como envolvente. El área del tubo interno no es constante, ya que al tener el tubo un espesor x , hay una diferencia entre el diámetro interno D_i y el diámetro externo D_o , por lo que también serán diferentes las áreas internas A_i y la externa A_o del tubo interno. Si se toma como referencia el área superficial externa del tubo interno, entonces la ecuación anterior se puede integrar fácilmente para dar:

$$A_o = \int_0^Q \frac{dQ}{U_o \Delta T}$$

Para integrar el lado derecho se debe conocer U_o y ΔT en función de Q . Para la mayoría de los casos prácticos es posible calcular un coeficiente promedio $U_{o,m}$ y obtener un ΔT_m , tal que:

$$A_o = \frac{Q_r}{U_{o,m} \Delta T_m}$$

Para obtener la cantidad de calor Q que se debe transmitir es necesario hacer un balance de materia y energía alrededor del equipo.



En un cambiador de calor la ΔT varía a través del equipo de acuerdo a la dirección en que se mueven las corrientes, como se muestra en las siguientes gráficas:

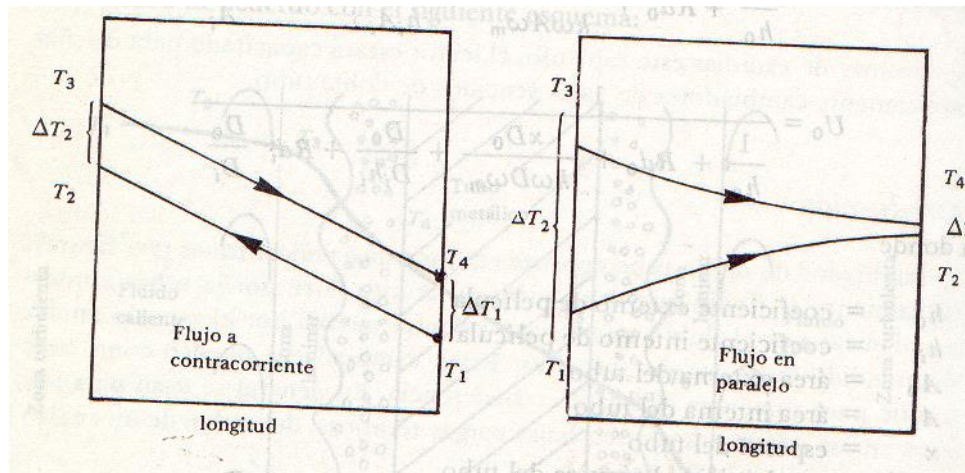


Fig.- 5. Perfiles de temperaturas en intercambiadores de calor.

Para obtener la ΔT_m apropiada para el cálculo del equipo se utiliza la fórmula:

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

Para medir los equipos comerciales se toma el comportamiento general del equipo basado en un coeficiente total U, el cual depende de tantas variables que es necesario reducirlo a partes.

Los coeficientes totales pueden estar basados en el área externa o interna del tubo. Con base al área externa A_o .

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + Rdo + \frac{x A_o}{k_w A_{w_m}} + \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{Rdi A_o}{A_i}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + Rdo + \frac{x D_o}{k_w D_{w_m}} + \frac{D_o}{D_i h_i} + Rdi \frac{D_o}{D_i}}$$

Tomando como base el área interna:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + Rdi + \frac{x D_i}{k_w D_{w_m}} + \frac{D_i}{D_o h_o} + \frac{D_i Rdo}{D_o}}$$

En donde:

h_o = coeficiente externo de película

h_i = Coeficiente interno de película

A_o = área externa del tubo

A_i = área interna del tubo

x = Espesor del tubo

k_w = conductividad térmica del tubo

Rdo = resistencia provocada por la suciedad o incrustación externa

Rdi = resistencia causada por la suciedad interna

A_{w_m} = área media logarítmica del tubo.

D_i = diámetro interno del tubo

D_o = diámetro externo del tubo

D_{w_m} = diámetro medio logarítmico del tubo.

Si U varía mucho con la temperatura y por lo tanto a través del equipo, se deberá dividir el aparato en partes para su evaluación. En el caso de variación lineal con la temperatura y si se emplea I para la entrada y II para la salida.

$$Q = A_o \frac{U_{oII} \Delta T_1 - U_{oI} \Delta T_2}{\ln \left(\frac{U_{oII} \Delta T_1}{U_{oI} \Delta T_2} \right)}$$

en donde U_{oII} y U_{oI} son los coeficientes totales evaluados a la salida y a la entrada del cambiador.

Los coeficientes de película interna se pueden calcular mediante la ecuación de Dittus y Boelter:

$$Nu = 0.23 Re^{0.8} Pr^n$$

en donde las propiedades son evaluadas a la temperatura media del fluido y $n = 0.4$ para calentamiento y $n = 0.3$ para enfriamiento.

La ecuación es válida para
 $0.6 < Pr < 100$

En 1976, Gnielinski sugirió que se podrían obtener mejores resultados utilizando la ecuación:

$$Nu = 0.0214 (Re^{0.8} - 100) Pr^{0.4}$$

Para $0.5 < Pr < 100$ y $10^4 < Re < 5 \times 10^6$

$$Nu = 0.012 (Re^{0.87} - 280) Pr^{0.4}$$

para $1.5 < Pr < 500$ y $300 < Re < 10^6$

El coeficiente interno h_i puede estar condicionado por:

- a) Convección forzada con calentamiento o enfriamiento.
- b) Convección forzada con condensación

Para el caso (a) el valor del coeficiente dependerá del Reynolds, por lo que el coeficiente puede calcularse a partir de las ecuaciones propuestas o de la gráfica siguiente:

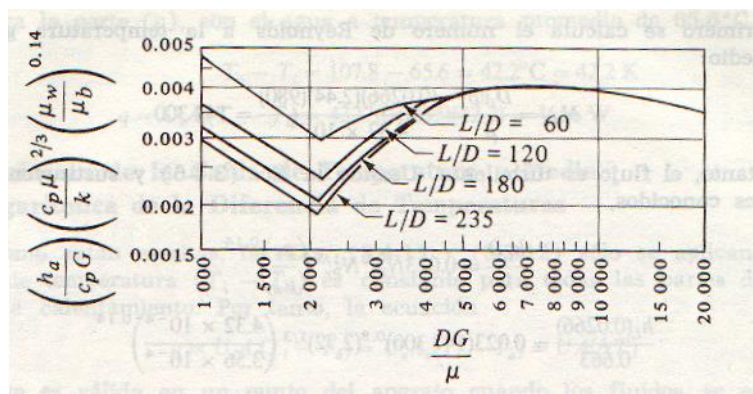


Fig. 6.- Coeficiente de transferencia de calor por el interior de tubos.

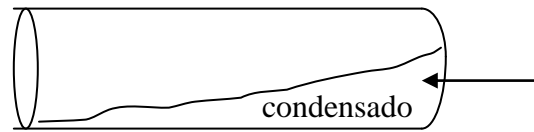
Para el caso (b)

Condensación dentro de tubos horizontales y serpentines

En el caso de que alguna de las corrientes fuera vapor de agua se tendría que evaluar el coeficiente del lado del vapor utilizando las correlaciones apropiadas de condensación.

$$h \left(\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} \right)^{\frac{1}{3}} = 1.51 \left(\frac{4G''}{\mu} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad \text{En donde: } G'' = \frac{W}{0.5LN_T}$$

N_T = número de tubos para condensar; L = longitud de los tubos. Todas las propiedades son del condensado.



Una ecuación utilizada para condensación de vapor en serpentines es:

$$h = 1.36 A q^{0.5} L^{0.35} D^{-0.25}$$

$$q = \frac{W}{m^2} \text{ c arg a térmica}$$

L = m

D = Diámetro interno en m

A = coeficiente función de la temperatura

$$h = \frac{W}{m^2 K}$$

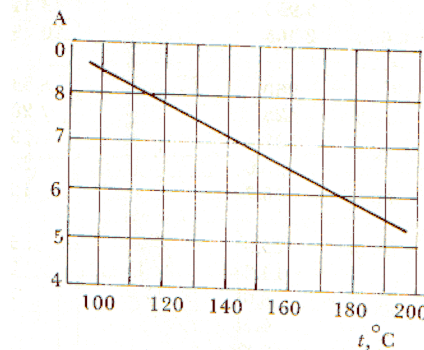


Fig.-7.- Obtención del factor A.

Las velocidades del vapor inicial en los tubos no debe superar los 30 m / s y cuando ΔT es mayor de 30 o 40 °C. La relación límite entre la longitud del serpentín y el diámetro L / D es función de la presión de vapor.

P absoluta en atm	5	3	1.5	0.8
L / D máxima	275	225	175	125

En caso de otros ΔT los valores de L / D para los tubos de vapor deben multiplicarse

por $\frac{6}{\sqrt{\Delta T}}$

El coeficiente externo h_o es el del fluido que pasa por el espacio anular, o sea el comprendido entre los dos tubos.

Para el caso en que el flujo va por el espacio anular las ecuaciones empleadas son:

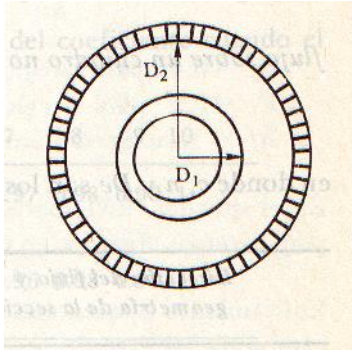


Fig. 8.- Corte de un intercambiador de doble tubo.

Para flujo turbulento

$$\frac{h D_1}{k} = 0.031 \left(\frac{D_1 G}{\mu} \right)^{0.8} (\text{Pr})^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.15}$$

en donde D_2 es el diámetro interno del tubo externo en m

D_1 es el diámetro externo del tubo interno en m.

G es la masa velocidad del fluido en $\text{kg} / \text{h m}^2$

Para flujo laminar

$$\frac{h D_e}{k} \left(\frac{\mu_s}{\mu} \right)^{0.14} = 2.01 \left(\frac{W C_p}{k L} \right)^{0.33}$$

en donde $D_e = D_2 - D_1$

Siendo $\frac{W C_p}{k L}$ el número de Graetz = $\text{Re Pr} \frac{D}{L}$

si se emplea un ducto de sección transversal no circular, las correlaciones de transferencia de calor se modifican usando el diámetro equivalente.

$$D_e = 4 r_H = \frac{4 \text{ área de la sección transversal al flujo}}{\text{Perímetro mojado del tubo}}$$

Los coeficientes por suciedad, incrustamiento o depósito se han obtenido a través de la experiencia y de los experimentos y se pueden evaluar a partir de tablas como las presentadas en el apéndice LI.

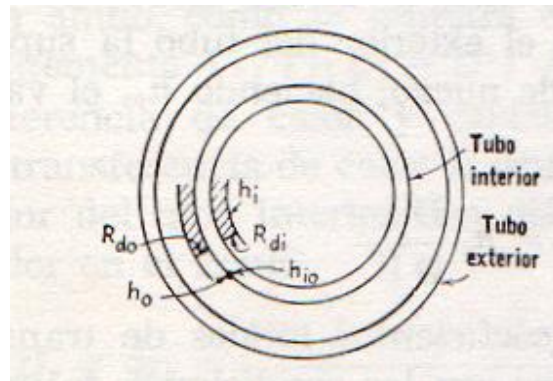


Fig. 9.- Localización de los depósitos de suciedad, las resistencias por suciedad y los coeficientes de transferencia de calor.

Caídas de presión en los intercambiadores

Un cambiador de calor bien diseñado debe provocar caídas de presión entre 0.3 y 0.7 kg / cm².

Para el tubo interno las pérdidas de presión se pueden evaluar mediante:

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ tubo} = \frac{\Sigma F}{M} = \frac{f_D V^2 L}{2 g c D}$$

En donde:

f_D =factor de fricción de Darcy

El factor de fricción Darcy es función de la rugosidad del tubo ε / D y del número de Reynolds. En las gráficas de Moody se puede obtener fácilmente el valor de f_D para los tubos comerciales.

V= velocidad

L = longitud del tubo

D = diámetro interno del tubo interno.

$$g c = \text{factor de conversión} = 9.81 \frac{N}{kg}$$

ρ =densidad del fluido

ΣF = sumatoria de fricciones.

ΔP = caída de presión

Una ecuación empírica para obtener el factor para tubos rugosos es:

$$f_D = \frac{1.325}{\left[\ln\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} \right) + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right]^2}$$

Para $10^{-6} < \frac{\varepsilon}{D} < 10^{-3}$ y $5000 < Re < 10^8$

Para el **espacio anular** las caídas de presión se pueden calcular por:

$$\frac{\Delta P}{\rho} a = \frac{f_D V^2 L}{2 g c D e}$$

en donde:

De es el diámetro equivalente = $D_2 - D_1$

D_2 = diámetro interno del tubo externo.

D_1 = diámetro externo del tubo interno.

f_D Se calcula con De.

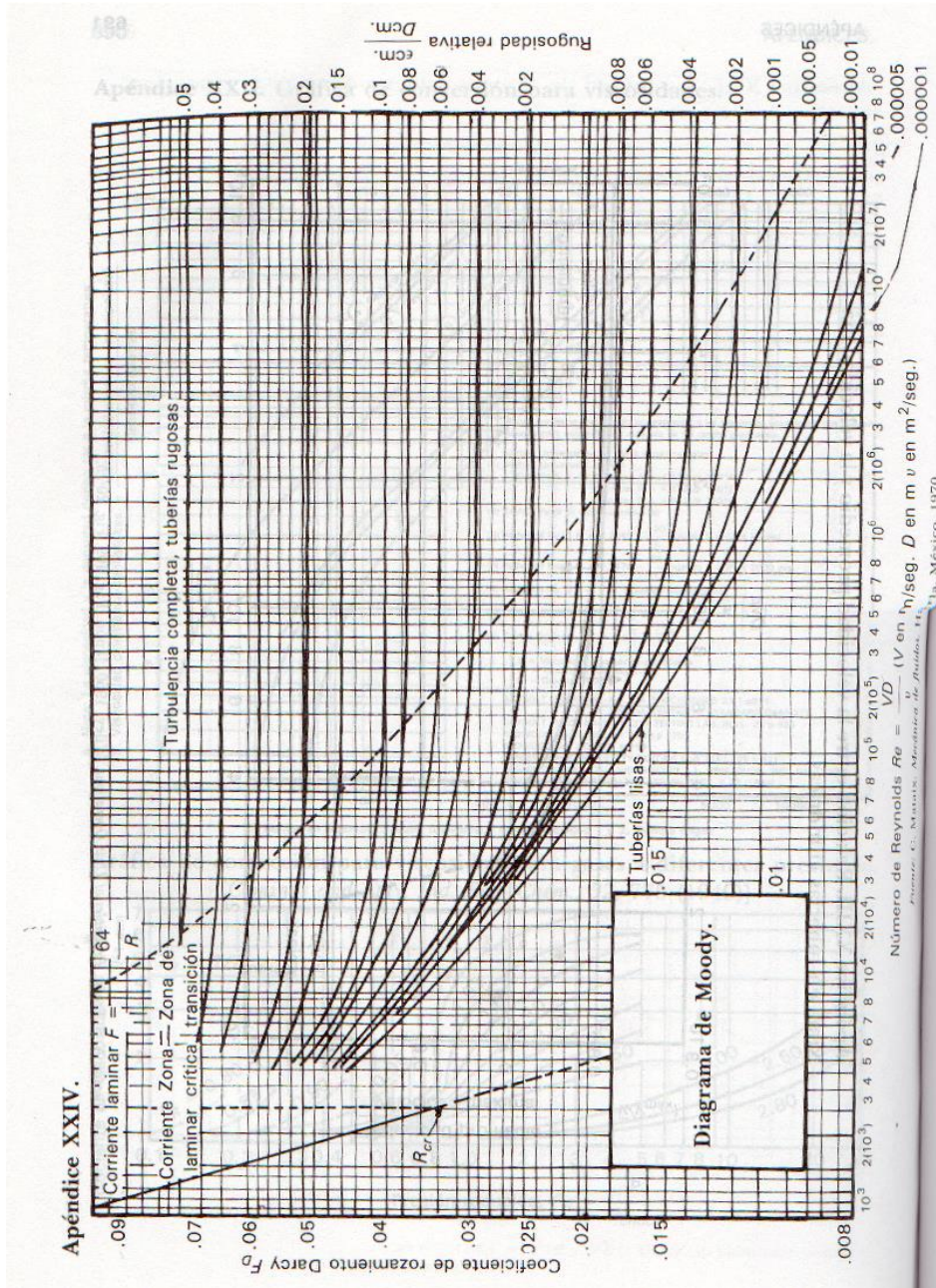


Fig.- 11.- Diagrama de Moody.

Los cambiadores de calor de tubos concéntricos se construyen generalmente con tubos de las siguientes dimensiones:

Tubo externo	Tubo interno
2 pulgadas	1.25 pulgadas
2.5 pulgadas	1.5 pulgadas
3 pulgadas	2 pulgadas
4 pulgadas	3 pulgadas

Las longitudes de los tubos suelen ser de 6, 5 o 4 metros. Si se requieren longitudes mayores se construyen las horquillas.

Tuberías

Las tuberías empleadas para transportar fluidos se dividen en dos grandes rubros, las tuberías basadas en el número de cédula NPT (nominal pipe tube) empleadas para el transporte de fluidos y las tuberías basadas en calibres AWG o BWG (Birmingham wire gage) empleadas en la construcción de cambiadores de calor y calderas.

El número de cédula está relacionado con la presión por:

$$No. \text{ de cédula} = 1000 \frac{P}{S}$$

$$P = \text{Presión interna} \frac{l\bar{b}}{in^2}$$

$$S = \text{Tensión a la ruptura} \frac{l\bar{b}}{in}$$

El valor de ϵ o rugosidad para ciertos materiales que se emplean para fabricar ductos se presenta en la tabla siguiente:

Material	Rugosidad
Acero rectificado	0.00005
Acero comercial	0.00015
Hierro galvanizado	0.0004
Hierro fundido	0.0006
Madera	0.001
Concreto	0.03
Vidrio	0
Cobre	0
Tubo liso acabado espejo	0

Para ductos de sección transversal no circular se utiliza el concepto de diámetro equivalente

$$D_{equi} = 4r_H$$

$$r_H = \frac{\text{area de flujo}}{\text{perimetromojado}}$$

Apéndice XXXI. Dimensiones de tuberías de acero normalizadas.

Diámetro nominal (pulgadas)	Diámetro exterior (cm)	Diámetro interior (cm)	Espesor de pared (cm)	Número de catálogo
1/8	1.029	0.683	0.173	40
1/8	1.029	0.546	0.241	80
1/4	1.372	0.925	0.224	40
1/4	1.372	0.767	0.302	80
3/8	1.715	1.252	0.231	40
3/8	1.715	1.074	0.320	80
1/2	2.134	1.580	0.277	40
1/2	2.134	1.387	0.373	80
3/4	2.667	2.093	0.287	40
3/4	2.667	1.885	0.391	80
1	3.340	2.664	0.338	40
1	3.340	2.431	0.455	80
1 1/4	4.216	3.505	0.356	40
1 1/4	4.216	3.246	0.485	80
1 1/2	4.826	4.089	0.368	40
1 1/2	4.826	3.810	0.508	80
2	6.033	5.250	0.391	40
2	6.033	4.925	0.554	80
2 1/2	7.303	6.271	0.516	40
2 1/2	7.303	5.900	0.701	80
3	8.890	7.793	0.549	40
3	8.890	7.366	0.762	80
3 1/2	10.16	9.012	0.574	40
3 1/2	10.16	8.545	0.808	80
4	11.43	10.226	0.602	40
4	11.43	9.718	0.856	80
5	14.13	12.819	0.655	40
5	14.13	12.225	0.953	80
6	16.83	15.405	0.711	40
6	16.83	14.633	1.097	80
8	21.91	20.272	0.818	40
8	21.91	19.368	1.270	80
10	27.31	25.451	0.927	40
10	27.31	24.287	1.509	80
12	32.39	30.323	1.031	40
12	32.39	28.890	1.748	80

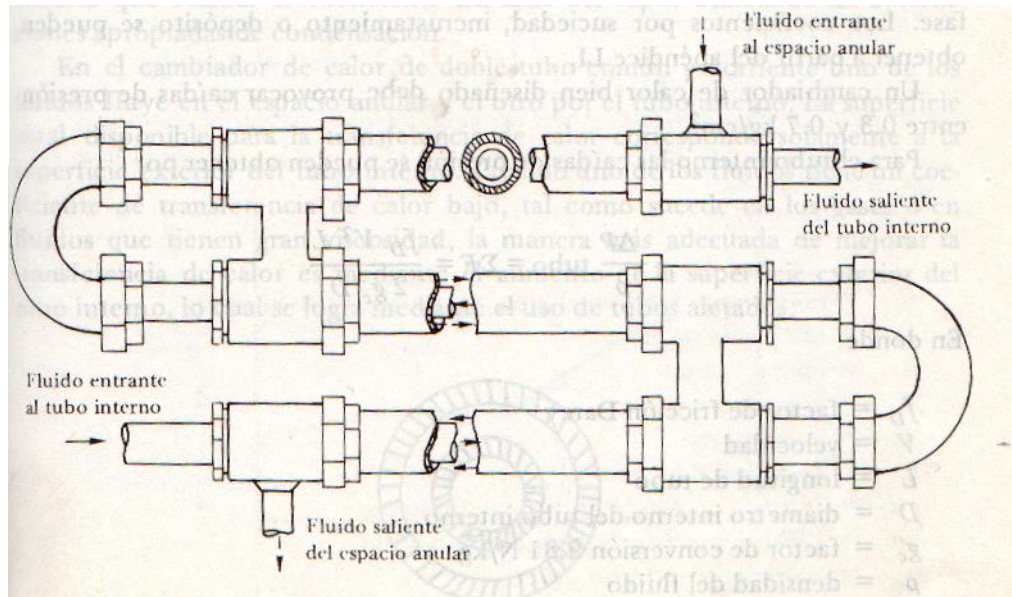


Fig.- 12.- Cambiador de calor de doble tubo formando una horquilla.

Cuando se emplean las horquillas deben considerarse también las pérdidas por entradas y salidas y por cambios de dirección en la horquilla.

$$\left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)_r = \frac{4 n V^2}{2 g c} \quad \text{en donde } n \text{ es el número de pasos.}$$

Por lo tanto la caída de presión total en el espacio anular será:

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ anular} = \left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)_a + \left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)_r$$

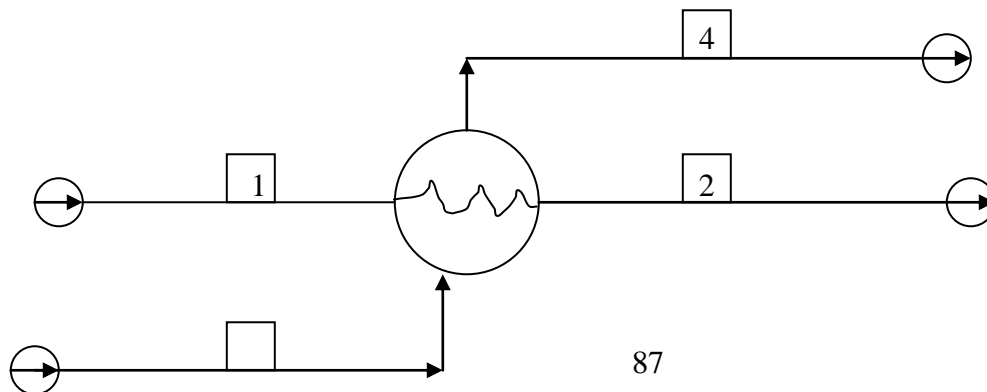
¿Qué diferencia hay entre los factores de fricción de Darcy y de Fanning?

¿Cómo se producen las pérdidas de fricción?

Ejemplo 1.

Se desea diseñar un cambiador de calor. Si ΔT_1 es de 33°C y ΔT_2 de 3°C y si el valor de U_{O1} y U_{O2} es de 1485 y $687 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ }^\circ \text{C}$, respectivamente, ¿Cuál será el valor de Q / A ?

1.- Traducción.



$Q / A = ?$

2.- Planteamiento.

2.1.- Calor.

En este caso, debido a que los coeficientes cambian de punto a punto la ecuación de transferencia de calor será:

$$Q = A_o \frac{U_{oII} \Delta T_1 - U_{oI} \Delta T_2}{\ln \left(\frac{U_{oII} \Delta T_1}{U_{oI} \Delta T_2} \right)}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Calor.

$$\frac{Q}{A} = \frac{687(33) - 1485(3)}{\ln \frac{687(33)}{1485(3)}} = 11195.65 \frac{kcal}{h m^2}$$

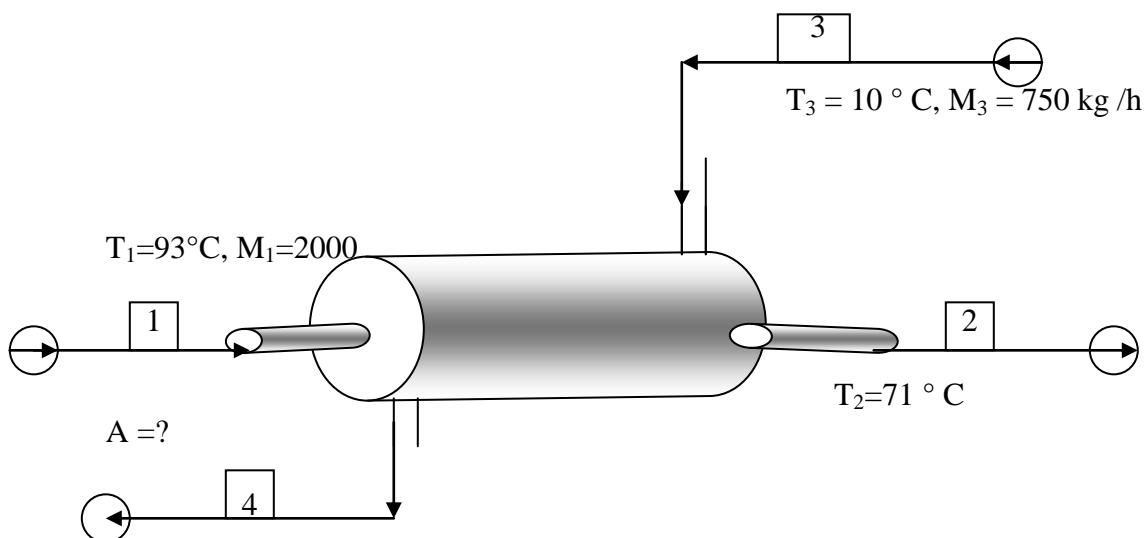
4.- Resultados.

Se transmitirán 11, 195.65 kcal / h m² .

Ejemplo 2.

Un aceite lubricante con $C_p = 0.5 \text{ kcal / kg } ^\circ \text{C}$ se enfría con agua en un intercambiador tubular. El aceite entra a $93 ^\circ \text{C}$ y sale a $71 ^\circ \text{C}$ y fluye a razón de 2000 kg / h . El agua se encuentra a $10 ^\circ \text{C}$ y se utilizan 750 kg / h . Determine el área de transferencia de calor requerida si el coeficiente es de $220 \text{ kcal / h m}^2 ^\circ \text{C}$ y si el flujo es a contracorriente.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de energía.

$$M_1 C_{p1} (T_1 - T_2) = M_3 C_{p3} (T_4 - T_3)$$

2.2.- Diferencia media de temperaturas.

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

2.3.- Área.

$$Q = U_0 A_0 \Delta T_m$$

3.- Cálculos.

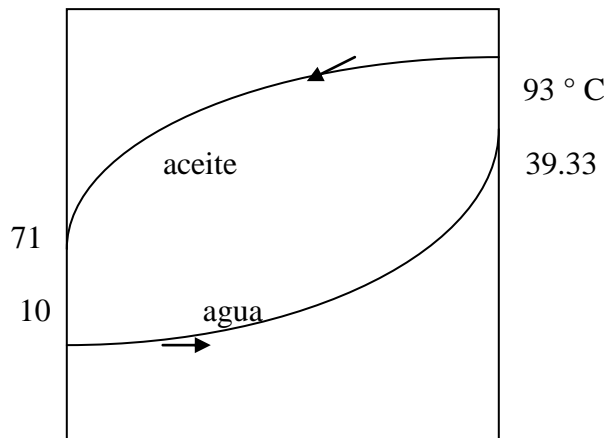
3.1.- Balance de energía.

$$2000(0.5) (93-71) = 750 (1) (T_4 - 10)$$

$$T_4 = 39.33$$

$$Q = 22\ 000 \text{ kcal /h}$$

3.2.- Diferencia de temperaturas



Longitud del cambiador

$$\Delta T_1 = 93 - 39.33 = 53.67$$

$$\Delta T_2 = 71 - 10 = 61 \text{ °C}$$

$$\Delta T_m = \frac{53.67 - 61}{\ln \frac{53.67}{61}} = 56.77 \text{ °C}$$

3.3.- Área.

$$22\ 000 = 220 A_0 (56.77)$$

$$A_0 = 1.76 \text{ m}^2.$$

4.- Resultado.

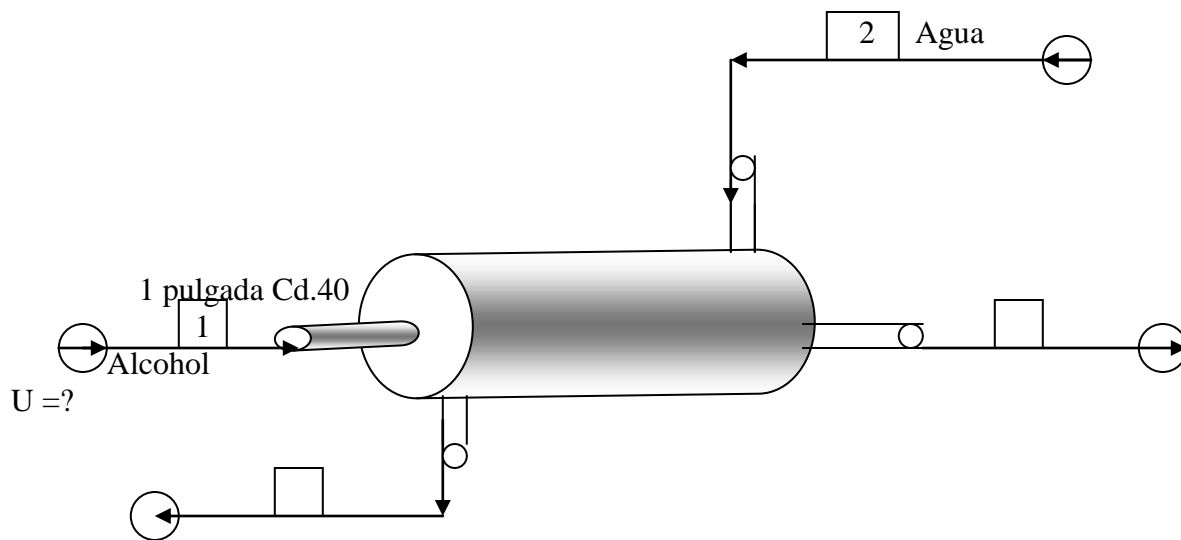
Se requieren 1.76 m².

Ejemplo 3.

A través de un intercambiador de doble tubo fluye alcohol, el cual se enfría con agua. La tubería interna es de 1 pulgada de acero y de Cd. 40. La conductividad térmica del acero es de $37 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ y los coeficientes son: del lado del alcohol 880 y del lado del agua $1460 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, el coeficiente de suciedad interno de 4800 y el coeficiente externo de suciedad de $2400 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

¿Cuál es el coeficiente total de transferencia de calor esperado basado en el área externa?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Coeficiente externo.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k_w D_{w_m}} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{di} \frac{D_o}{D_i}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Dimensiones de los tubos.

$D_i = 1.049 \text{ pulgadas} = 0.0266446 \text{ m}$

$D_o = 1.315 \text{ pulgadas} = 0.033401 \text{ m}$

$X = 0.133 \text{ pulgadas} = 0.0033782 \text{ m}$

$$D_w = \frac{0.033401 - 0.0266446}{\ln \frac{0.033401}{0.0266446}} = 0.02989 \text{ m}$$

3.2.- Coeficiente.

$$RDi = \frac{1}{hdi} = \frac{1}{4800}$$

$$Rdo = \frac{1}{hdo} = \frac{1}{2400}$$

$$Uo = \frac{1}{\frac{1}{2400} + \frac{1}{1480} + \frac{0.0334}{0.0266446} \left(\frac{1}{4800} \right) + \frac{0.003378(0.0334)}{37(0.02989)} + \frac{0.0334}{0.02664(880)}}$$

$$Uo = 347.21 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

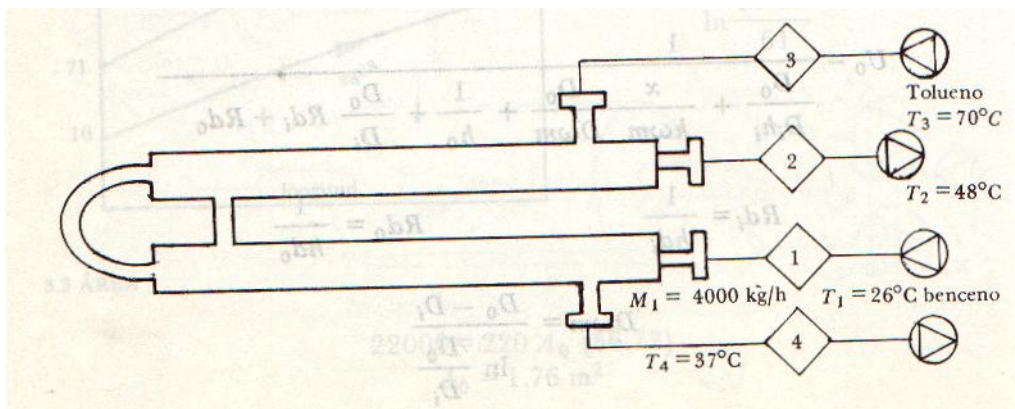
4.- Resultado.

El coeficiente total es de 347.21 kcal / h m² ° C

Ejemplo 4.

Se desea calentar 4000 kg / h de benceno desde 26 ° C hasta 48 ° C con tolueno que pasará de 70 ° C a 37 ° C. Si se cuenta con horquillas de 20 pies y de 2 x 1.23 pulgadas Cd. 40, ¿Cuántas horquillas se requieren si se trabaja a contracorriente?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balances de energía.

Calor perdido = Calor ganado

$$M_1 C_{pBenceno} (T_2 - T_1) = M_3 C_{pTolueno} (T_3 - T_4)$$

2.2.- Ecuaciones de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m$$

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

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k_w D w_m} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{di} \frac{D_o}{D_i}}$$

2.3.- Coeficientes.

Interno

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4}$$

Externo

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3}$$

2.4.- Caídas de presión.

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ tubo} = f_D \frac{V^2 L}{2 g c D}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ anular} = \frac{\Delta P_A}{\rho} + \frac{\Delta P_r}{\rho}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balance de energía.

$$T \text{ media del benceno} = \frac{26 + 48}{2} = 37^\circ C$$

$$C_{p \text{ benceno a } 37^\circ C} = 0.425 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ C}$$

$$T \text{ media del tolueno} = \frac{70 + 37}{2} = 53.5^\circ C$$

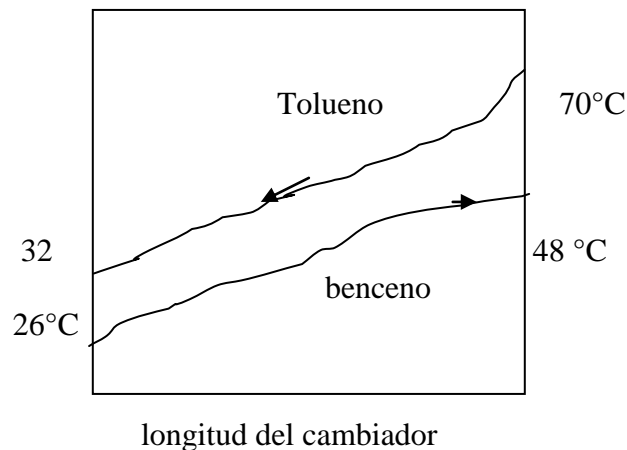
$$Cp_{\text{tolueno a } 53.5^{\circ}\text{C}} = 0.44 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}$$

$$Q = 4000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 0.425 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \times (48 - 26)^{\circ}\text{C} = 37400 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$37400 = M_{\text{tolueno}} (0.44) (70 - 37)$$

$$M_{\text{tolueno}} = 2575 \text{ kg / h}$$

3.2.- Diferencia de temperaturas



$$\Delta T_1 = 37 - 26 = 11^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 70 - 48 = 22^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{11 - 22}{\ln \frac{11}{22}} = 15.86^{\circ}\text{C}$$

3.3.- Datos de la tubería.

Del apéndice XXIX.

Tubos de 1.25 pulgadas

DI = 1.38 pulgadas = 0.035 m

DE = 1.66 pulgadas = 0.0421 m

Espesor = 0.14 pulgadas = 0.003556 m

Área de flujo = 9.61×10^{-4} m

Dw = 0.0384 m

Tubo de 2 pulgadas

DI = 2.067 = 0.0525 m

Área anular = 7.724×10^{-4} m

De para calor = $\frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} = 0.02324 \text{ m}$

De para flujo = 0.0104 m

3.4.- Coeficiente interno.

El fluido que se encuentra en mayor cantidad se deberá introducir por el área mayor, en este caso el benceno.

$$G = \frac{M}{A} = \frac{4000 \frac{kg}{h}}{9.61 \times 10^{-4} m^2} = 4.162 \times 10^6 \frac{kg}{hm^2}$$

$$\mu_{37^\circ C} = 0.5 \text{ cps}$$

$$Re = \frac{DG}{\mu} = \frac{0.035m \times 4.162 \times 10^{-6} \frac{kg}{hm^2}}{5 \times 10^{-4} \frac{kg}{ms} \times \frac{3600s}{h}} = 8.09 \times 10^4$$

$$k_{37^\circ C} = 0.135 \text{ kcal / h m }^\circ C$$

$$Cp_{37^\circ C} = 0.425 \text{ kcal / kg }^\circ C$$

$$Pr = \frac{Cp \mu}{k} = \frac{0.425 \frac{kcal}{kg^\circ C} \times 5.0 \times 10^{-4} \frac{kg}{ms} \times 3600 \frac{s}{h}}{0.135 \frac{kcal}{hm^\circ C}} = 5.652$$

$$Nu = 0.023 (8.09 \times 10^4)^{0.8} (5.652)^{0.4} = 388.06$$

$$hi = \frac{388.06 \times 0.135 \frac{kcal}{hm^\circ C}}{0.035m} = 1496 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

3.5. - Coeficiente externo.

$$G = \frac{M}{A} = \frac{2575 \frac{kg}{h}}{7.724 \times 10^{-4} m^2} = 3.333 \times 10^6 \frac{kg}{hm^2}$$

$$\mu_{\text{tolueno a } 53.5^\circ C} = 0.41 \text{ cps} = 4.1 \times 10^{-4} \text{ kg / m s}$$

$$Re = \frac{0.02324(3.333 \times 10^6)}{4.1 \times 10^{-4} \times 3600} = 5.249 \times 10^4$$

$$Cp = 0.44 \text{ ; } k = 0.1264 \text{ kcal / h m }^\circ C$$

$$Pr = 5.1379$$

$$Nu = 0.023 (5.249 \times 10^4)^{0.8} (5.1379)^{0.3} = 224.39$$

$$h_e = 1220.4 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.6.- factores de ensuciamiento.

Apéndice LI

Para líquidos orgánicos.

$$R_{do} = R_{di} = 2.04 (10^{-4})$$

3.7 Coeficiente total.

$$U_o = \frac{1}{\frac{0.0421 \times 2.04 \times 10^{-4}}{0.035} + \frac{0.0421}{0.035 \times 1496} + \frac{0.0035(0.0421)}{37(0.0384)} + \frac{1}{1220.4} + \frac{1}{2.04 \times 10^{-4}}}$$

$$U_o = 459 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.8 Área.

$$37400 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 459 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \times A_o \times 15.86^\circ\text{C}$$

$$A_o = 5.1375 \text{ m}^2$$

Para un tubo de 1.25 pulgadas hay 0.132675 m² de área externa por metro de longitud.

$$\text{Longitud necesaria } L = \frac{5.1375}{0.132675} = 38.72 \text{ m}$$

Número de tramos si cada trama es de 20 pies = 7 m

Se requieren 3.5 horquillas.



3.9.- Caída de presión en el tubo interno.

Del apéndice LXIX y LXX.

$$Re = 8.9 \times 10^4 \quad ; \quad \frac{\varepsilon}{D} = 0.0015 \quad ; \quad \rho = 860 \text{ kg} / \text{m}^3 \quad ; \quad f_D = 0.024$$

$$V = \frac{4000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{1\text{h}}{3660\text{s}}}{860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.61 \times 10^{-4} \text{m}^2} = 1.344 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\Sigma F = \frac{0.024(1.344)^2 (7 \times 20 \times 0.305)}{2 \times 9.81 \times 0.035} = 2.6956 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

$$\Delta P = 2.6956 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}} \times 860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 2318.29 \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{m}^2} = 0.2318 \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

3.1.- Caída de presión en el espacio anular.

$$\text{Densidad} = 860 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$V = \frac{2575}{3600 \times 860 \times 7.724 \times 10^{-4}} = 1.076 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Diámetro equivalente de flujo = 0.0104 m

$$Re_{\text{anular}} = \frac{0.0104(1.076)(860)}{4.1 \times 10^{-4}} = 2.34 \times 10^4$$

Del apéndice LXX

$$f_D = 0.028$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} A = \frac{0.028(1.076)^2 \times 7 \times 20 \times 0.305}{2(9.81)(0.0104)} = 6.7838 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

$$\frac{\Delta Pr}{\rho} = \frac{4n(1.076)^2}{2(9.81)}$$

$$n = 6$$

$$\frac{\Delta Pr}{\rho} = 1.416 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

$$\frac{\Delta P_T}{\rho} = 6.7838 + 1.416 = 8.2 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P_T = 8.2 \times \frac{860}{10000} = 0.705 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

4.- Resultados.

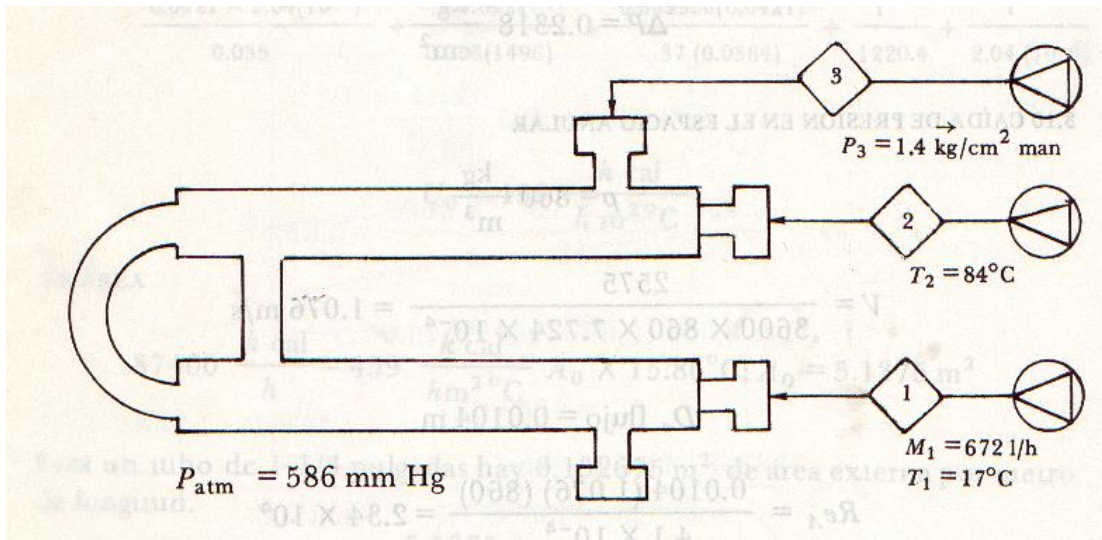
Se requieren siete tramos de veinte pies.



Ejemplo 5.

En un intercambiador de calor de doble tubo formado por una tubería interna de 3 /4 de pulgada y una externa de 1.5 pulgadas y de una longitud total igual a 7 m se calientan 672 litros de agua por hora desde 17 ° C hasta 84 ° C por medio de vapor de agua que está a 1.4 kg / cm² manométricos. ¿Cuál será el coeficiente de transferencia de calor experimental de ese intercambiador, si la presión atmosférica es de 586 mm de Hg?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Ecuación de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m = M_{\text{agua}} C_p (T_2 - T_1)$$

3.- Cálculos.

3.1.- datos de la tubería.

Apéndice XXIX

Tubería interna

$$DI = 0.824 \text{ pulgadas} = 0.02093 \text{ m}$$

$$DO = 1.05 \text{ pulgadas} = 0.0266 \text{ m}$$

$$\text{Espesor } x = 0.113 \text{ pulgadas} = 0.00287 \text{ m}$$

Tubería externa

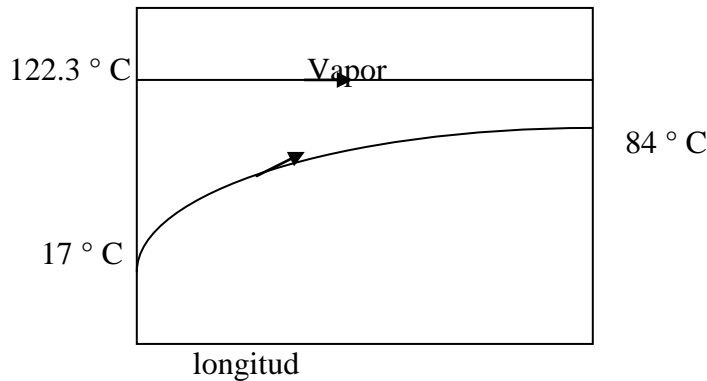
$$DI = 1.61 \text{ pulgadas} = 4.089 \text{ cm}$$

3.2.- área de transferencia de calor.

$$A_o = \pi (0.0266) (7 \text{ m}) = 0.058496 \text{ m}^2$$

3.3.- Diferencia de temperaturas.

Temperatura del vapor a 2.194 kg / cm² absolutos = 122 ° C



$$\Delta T_m = \frac{(122.3 - 17) - (122.3 - 84)}{\ln \frac{122.3 - 17}{122.3 - 84}} = 66.24^\circ\text{C}$$

3.4.- Calor.-

Temperatura media del agua = 0.5 (84+17) = 50.5 | c

Densidad del agua a 50.5 ° c = 988 kg / m³ Cp = 1 kcal / kg ° C

Q = 672 (0.988) (1) (84-17) = 44 483.7 kcal /h

3.5.- Coeficiente experimental.

44 483.7 = U_o (0.58496) (66.24)

U_o = 1148 kcal / h m² ° C

4.- Resultado.

El coeficiente experimental es de 1 148 kcal / h m²°C

Ejemplo 6

En el problema anterior ¿Cuál será el coeficiente teórico esperado si el vapor va por el espacio anular?

1.- Planteamiento.

1.1.- Coeficiente teórico.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k_w D_{w_m}} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{di} \frac{D_o}{D_i}}$$

$$\frac{D_{hi}}{k} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

$$h_o = 0.725 \left[\frac{k^3 \rho^2 \lambda g}{\Delta T_o D_o \mu} \right]^{0.25}$$

2.- Cálculos.

Datos de los tubos.

Apéndice XXIX

Tubería interna

$$DI = 0.824 \text{ pulgadas} = 0.02093 \text{ m}$$

$$DO = 1.05 \text{ pulgadas} = 0.0266 \text{ m}$$

$$\text{Espesor } x = 0.113 \text{ pulgadas} = 0.00287 \text{ m}$$

$$A_i = 3.4388 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$D_w = 0.02365 \text{ m}$$

Tubería externa

$$DI = 1.61 \text{ pulgadas} = 4.089 \text{ cm}$$

$$A_{\text{anular}} = 9.6863 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

2.2.- Temperatura en la pared.

Suponiendo $h_i = 3000$ y $h_o = 10000$

$$h_i (T_s - T_m) = h_o (T_v - T_s)$$

$$3000 (T_s - 50.5) = 10000 (122.3 - T_s)$$

$$T_s = 105.73 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.3.- Coeficiente interno.

Del apéndice XXVII

$$A \text{ } T_m = 50.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho = 988 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; \mu = 0.549 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}} ; k = 0.55 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}} ; C_p = 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$\mu_{a105.7^\circ\text{C}} = 0.25 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$V = \frac{0.672 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{3.4388 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 3600} = 0.5428 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re} = \frac{0.02093 \times 0.5428 \times 988}{0.549 \times 10^{-3}} = 20445$$

$$Pr = \frac{1 \times 0.549 \times 10^{-3} \times 3600}{0.55} = 3.593$$

$$Un = 0.023(20445)^{0.8} (3.593)^{0.333} \left(\frac{0.549}{0.25} \right)^{0.14} = 113.87$$

$$hi = \frac{113.87 \times 0.55}{0.02093} = 2992.34 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

2.4.- Coeficiente externo.

$$Tf = Tv - \frac{3}{4}(Tv - Ts) = 122.3 - 0.75(122.3 - 105.7) = 109.85^\circ C$$

del apéndice XXVII

$$kf = 0.172 \times 10^{-3} \frac{kcal}{m \cdot s \cdot ^\circ C} ; \mu_f = 0.276 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s} ; \rho_f = 956 \frac{kg}{m^3} ; \lambda_f = 537 \frac{kcal}{kg}$$

$\Delta to = 12.35$

$$ho = 0.725 \left[\frac{(0.172 \times 10^{-3})(956)^3 (537)(9.81)}{12.35(0.0266)(0.276 \times 10^{-3})} \right]^{0.25} = 11144 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

2.5.- Cálculo de la nueva temperatura de la superficie.

$$11144 (122.3 - ts) = 2992.34 (Ts - 50.5)$$

$Ts = 107^\circ C$ esta temperatura es muy cercana a la anterior, por lo tanto no cambiará el valor de ho y de hi

2.6.- Coeficientes de ensuciamiento.

Del apéndice.

$$\frac{1}{hdo} = 6.14(10)^{-5} ; \frac{1}{hdi} = 6.76(10)^{-4}$$

2.7.- Coeficiente Total

$$Uo = \frac{1}{\frac{1}{11144} + \frac{0.02093}{0.0266} (6.76 \times 10^{-4}) + \frac{0.00287(0.02093)}{37(0.02365)} + 6.14(10^{-5}) + \frac{0.02093}{0.0266(2992)}} = 985.49$$

3.- Resultado.

El coeficiente teórico será de 985.49 kcal / h m² ° C lo que se acerca bastante al coeficiente experimental.

Ejemplo 7.

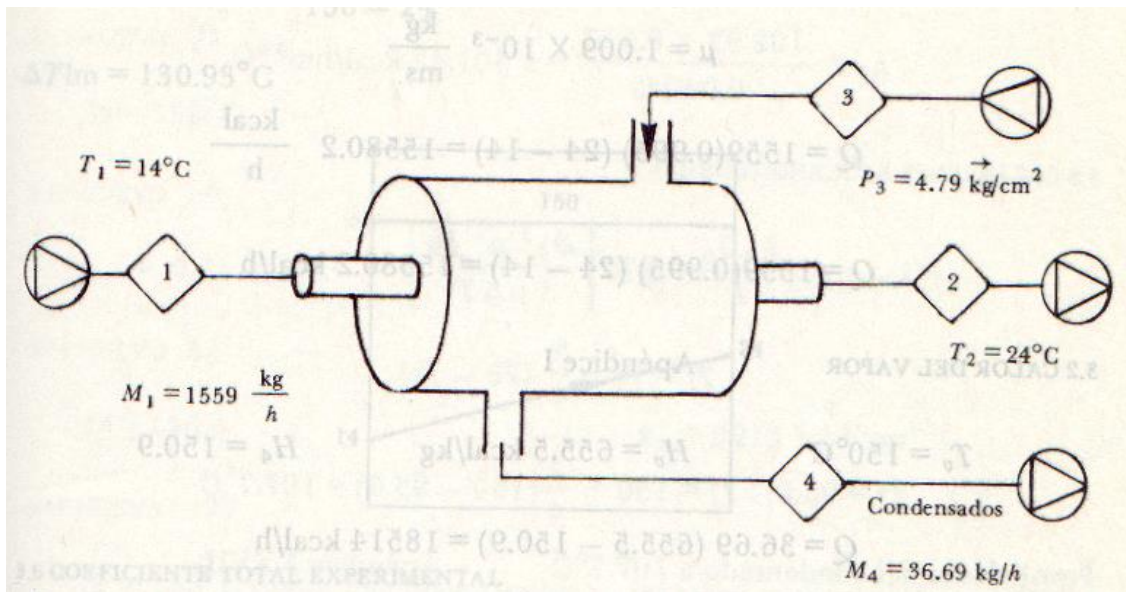
En un intercambiador de calor de tubos concéntricos se calienta agua con vapor. Al operar el equipo se obtuvieron los siguientes datos:

Cantidad de agua precalentada	1559 kg /h
Temperatura de entrada del agua	14 °C
Temperatura de salida del agua	24 °C
Presión de vapor	4.79 kg / cm ² absolutos.
Masa del condensado	36.69 kg /h
Longitud del cambiador	1 m
Diámetro del tubo interno	1.5 pulgadas Cd. 40

¿Cuál será el valor del coeficiente experimental?

¿De qué valor es el ensuciamiento en el cambiador?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de calor.

Q vapor = Q agua + Q perdido por convección y radiación.

$$Q \text{ vapor} = M_3 (H_3 - H_4)$$

$$Q_{\text{agua}} = M_1 C_p (T_2 - T_1)$$

2.2.- Ecuación de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k_w D_w m} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{di} \frac{D_o}{D_i}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Calor recibido por el agua.

$$T_m = 0.5 (14+24) = 19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Del apéndice XXVII

A 19 ° C

$$\rho = 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; C_p = 0.995 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} ; \mu = 1.009 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$Q = 1559 (0.995) (24-14) = 15\ 580.2 \text{ kcal /h}$$

3.2.- Calor cedido por el vapor.

Del apéndice I

$$T_v = 150 \text{ } ^\circ\text{C} , H_v = 655.5 \text{ kcal /kg} ; H_4 = 150.9 \text{ kcal /kg}$$

$$Q = 36.69 (655.5 - 150.9) = 18\ 514 \text{ kcal /h}$$

3.3.- Calor perdido por convección y radiación.

$$Q_p = 18514 - 15580 = 2934 \text{ kcal /h}$$

$$\frac{2934}{18514} \times 100 = 15.84\%$$

3.4.- Dimensiones del tubo.

$$D_o = 1.9 \text{ pulgadas} = 0.0482 \text{ m}$$

$$D_i = 1.61 \text{ pulgadas} = 0.04089 \text{ m}$$

$$\text{Espesor} = x = 0.145 \text{ pulgadas} = 0.00368 \text{ m}$$

$$\text{Área de transferencia de calor por metro de tubo} = 0.0482 \times \pi \times 1 = 0.1514 \text{ m}^2$$

$$D_w = 0.0444 \text{ m}$$

$$\text{Área de flujo de fluidos} = (0.04089)^2 (0.785) = 0.00131 \text{ m}^2.$$

3.5.- Diferencia de temperaturas.

$$\Delta T_m = \frac{(150-14) - (150-24)}{\ln \frac{150-14}{150-24}} = 130.93^\circ\text{C}$$

3.6.- Coeficiente total experimental.

$$15580.2 = U_o (0.1514) (130.93)$$

$$U_o = 785.97 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

3.6.- Coeficiente interno teórico.

Si suponemos que $h_o = 10\,000 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$ y $h_i = 5000 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$

Entonces:

$$10\,000 (150 - T_s) = 5000 (T_s - 19)$$

$$T_s = 93.6 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\mu_s = 0.317 \times 10^{-3} \text{ kg / m s}$$

$$V = 0.33 \text{ m / s}$$

$$Re = 1.33 \times 10^4 ; Pr = 7.02$$

$$Nu = 0.023(1.33 \times 10^4)^{0.8} (7.02)^{0.33} \left(\frac{1.009}{0.317} \right)^{0.14}$$

$$Nu = 102.93; h_i = 1301.42 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

3.8.- Coeficiente externo teórico.

$$T_s = 93.6 ; T_f = 107.7 \text{ } ^\circ \text{C} \quad \mu = 0.26 \times 10^{-3} \text{ kg / m s}$$

$$\Delta T = 150 - 93.66 = 56.33 \quad D_o = 0.0482 \text{ m}; \lambda = 535 \text{ kcal / kg}; \rho = 953 \text{ kg / m}^3$$

$$Nu = 0.73 \left[\frac{(0.0482)^3 (953)^2 (9.81)(3600)}{0.62 \times 0.26 \times 10^{-3} \times 56.33} \right]^{.25} 495.11$$

$$h_o = 6368.63 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

3.9 Nueva temperatura en la superficie.

$$6368 (150 - T_s) = 1301 = (T_s - 19)$$

$$T_s = 127.7 \text{ } ^\circ \text{C}$$

3.10.- Nuevo h_i .

$$\mu_s = 0.215 \times 10^{-3} \text{ kg / m s}$$

$$h_i = 1376.5 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

3.11.- Nuevo h_o .

$$T_f = 133 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$h_o = 8727 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

3.12 Nueva T_s .

$T_s = 132 \text{ } ^\circ\text{C}$

3.13 – Nuevos coeficientes

$h_i = 1381 \text{ } h_o = 9275$

3.14.- Nueva T_s

$T_s = 133 \text{ } ^\circ\text{C}$ Como ya hubo poco cambio no hay necesidad de repetir los cálculos.

3.16.- Coeficiente total teórico limpio.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{9275} + \frac{0.00368 \times 0.0482}{37 \times 0.0444} + \frac{0.0482}{0.04089 \times 1381}} = 935 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.17. Ensuciamiento.

$$R_d = \frac{1}{785} - \frac{1}{935} = 2.04 \times 10^{-4}$$

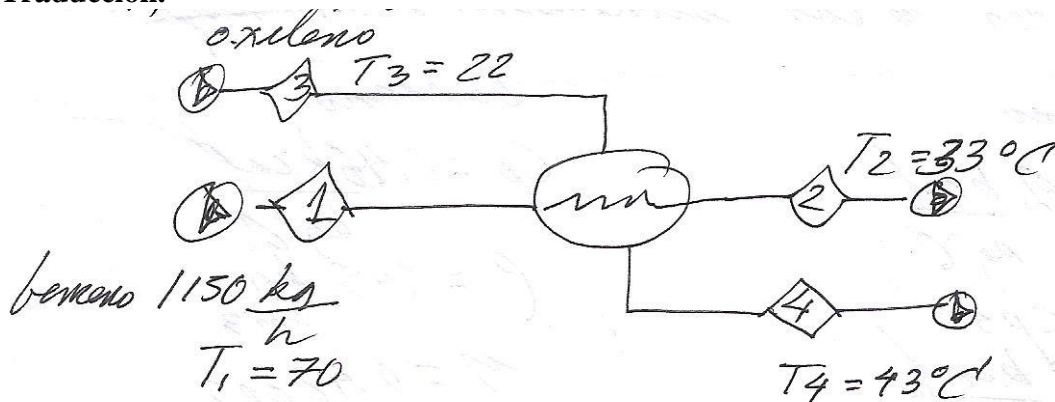
4.- Resultado.

El coeficiente experimental obtenido es de $785 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. El ensuciamiento del equipo da origen a una resistencia de $2.04 \times 10^{-4} \text{ h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C / kcal}$

Ejemplo 8.

Calcular un intercambiador de calor de doble tubo destinado a enfriar 1150 kg/h de benceno desde 70 a $33 \text{ } ^\circ\text{C}$ mediante o-xileno que entrará a $22 \text{ } ^\circ\text{C}$ y saldrá a $43 \text{ } ^\circ\text{C}$. La velocidad máxima permisible es de 1.2 m/s por el interior de los tubos.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.-Balance de energía

$Q_p = Q_g$

$$M_1 C_{p1}(T_1 - T_2) = M_3 C_{p3}(T_4 - T_3)$$

2.2.- Ecuación de diseño

$$Q = U_o A_o \Delta T_{lm}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k_w D_{wm}} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{di} \frac{D_o}{D_i}}$$

2.3.- Caídas de presión.

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ tubo} = f_D \frac{u^2 L}{2gcD}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ anular} = \left(\frac{\Delta P}{\rho} \right)_a + \left(\frac{\Delta P}{\rho} \right)_r$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} a = f_D \frac{u^2 L}{2gcDe}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} r = \frac{4nu^2}{2gc}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Temperaturas medias

$$\text{o-xileno} = (22+43)/2=32.5; \text{ benceno} = (70+33)/2=51.5^\circ\text{C}$$

Propiedades de las sustancias a las temperaturas medias

o-xileno	Benceno
Cp = 0.42 kcal /kg °C	Cp=0.46 kcal /kg ° C
μ=0.7 cps	μ=0.42 cps
ρ=870 kg/m ³	ρ=845 kg /m ³
k=0.12 kcal /hm °C	k=0.13 kcal/hm °C
Pr=8.61	Pr=5.35

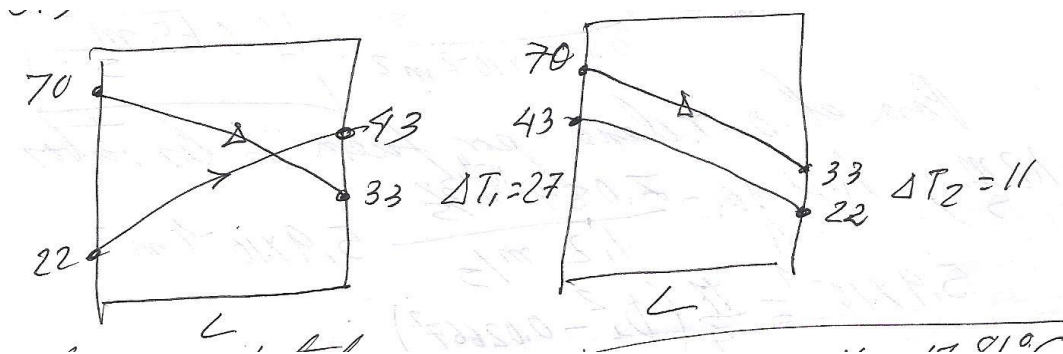
3.2.- Calor requerido

$$Q_p = 1150 \text{ kg/h} (0.46) (70-33) = 19\ 573 \text{ kcal /h}$$

$$Q_g = 19573 = M_{o-x}(0.42)(43-22)$$

$$M_{o-x} = 2219 \text{ kg /h}$$

3.3.- ΔT lm



No se puede trabajar en arreglo paralelo.

$$\Delta T_{im} = \frac{27 - 11}{\ln \frac{27}{11}} = 17.81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.4.- Velocidades, caudales.

El benceno que es el fluido caliente se mete por dentro

Masa de benceno = 1150 kg /h

Volumen de benceno = 1.36094 m³/h = 7.084 x 10⁻⁴ m³/s

Masa de o-xileno = 2219 kg /h

Volumen de o-xileno = 2.55 m³/h = 7.084 x 10⁻⁴ m³/s

3.5.- Áreas de flujo

Si u = 1.2 m/s

El área de flujo para el benceno debería ser de:

$$A_{fb} = 3.78 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} / 1.2 \text{ m/s} = 3.15 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$3.15 \times 10^{-4} = \frac{\pi}{4} D_i^2$$

Di = 0.02 m = 0.788 pulgadas. El diámetro comercial que más se acerca es el de ¾ de pulgada cédula 40.

De las tablas de tubos comerciales se obtiene:

$$D_o = 1.050 \text{ " } = 0.02667 \text{ m}$$

$$D_i = 0.742 \text{ " } = 0.01884 \text{ m}$$

$$\text{Espesor } x = 0.113 \text{ " } = 0.00287 \text{ m}$$

Área de flujo interno real

$$A_{fi} = \pi/4 (0.1884)^2 = 3.5494 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$u_{real} = \frac{3.75494 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{3.5494 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 1.065 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El o-xileno irá por el espacio anular. Suponiendo una velocidad inicial de 1.2 m/s

$$A_{fo} = \frac{7.084 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 5.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$5.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - 0.02667^2)$$

$$D_i = 0.03824 \text{ m} = 1.505 \text{ "}$$

De la tabla de tubos comerciales el tubo que más se acerca es el de 1.5 "Cd 80

$$D_o = 1.9 \text{ " } = 0.04826 \text{ m}$$

Di=1.5 “=0.0381 m
 Espesor x=0.2”=5.8 x10⁻³m
 Área de flujo anular real:

$$Afa = \frac{\pi}{4} (0.0381^2 - 0.02667^2) = 5.807 \times 10^{-4} m^2$$

Velocidad anular real = $\frac{7.084 \times 10^{-4}}{5.807 \times 10^{-4}} = 1.219 \text{ m/s}$

Por lo tanto se escoge como tubo interno ¾ “Cd 40 y como tubo externo 1.5” Cd 80.

En este caso, para el tubo interno (el tubo por el cual se transfiere el calor).

Do /Di = 0.02667/0.01884 = 1.415

$$D_{win} = \frac{0.02667 - 0.01884}{\ln \frac{0.02667}{0.01884}} = 0.02255m$$

Si los tubos son de acero al carbón 1% k= 38.66 kcal /h m ° C

3.6 Ensuciamiento.

De las tablas:

Rdi = Rdo = 2.04 x 10⁻⁴

3.7.- Coeficiente interno (fluido benceno)

El proceso es el de enfriamiento por el interior de tubos, por lo que la ecuación a utilizar, si el régimen es turbulento es:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$$

$$Re = \frac{0.01884 \times 1.065 \times 845}{0.42 \times 10^{-3}} = 4.03 \times 10^4$$

Pr=5.35

Por lo tanto:

$$Nu = 0.023(4.03 \times 10^4)^{0.8} (5.35)^{0.3} = 184.072$$

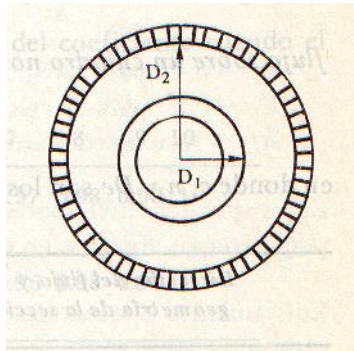
$$Nu = \frac{hiDi}{k} = 184.072$$

Por lo tanto:

$$hi = \frac{184.072 \times 0.13}{0.01884} = 1270 \frac{kcal}{h m^2 \circ C}$$

3.8 Coeficiente externo, el orto xileno fluye por el espacio anular.

$$\frac{hoD_1}{k} = 0.031 \left(\frac{D_1 G}{\mu} \right)^{0.8} (Pr)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.15}$$



De los tubos escogidos \$D_1=0.02667\$ m; \$D_2= 0.0381\$ m

$$Re = \frac{0.02667 \times 1.219 \times 870}{0.7 \times 10^{-3}} = 4.04 \times 10^4$$

\$Pr = 8.61\$; para este caso \$\frac{\mu}{\mu_s} = 1\$

$$Nu = 0.031(4.04 \times 10^4)^{0.8} (8.61)^{0.33} \left(\frac{0.0381}{0.02667}\right)^{0.15} = 322$$

$$h_o = \frac{322 \times 0.12}{0.02667} = 1449 \frac{kcal}{h^\circ C m^2}$$

3.9.- Coeficiente total

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{1449} + 2.04 \times 10^{-4} + 8.78 \times 10^{-5} + 1.415 \times 2.04 \times 10^{-4} + \frac{1.415}{1270}}$$

$$= 419.6 \frac{kcal}{h^\circ C m^2}$$

3.10 Área de transferencia de calor requerida.

$$19573 = 419.8 (A_o) (17.81)$$

$$A_o = 2.6191 m^2$$

3.12.- Longitud de los tubos.

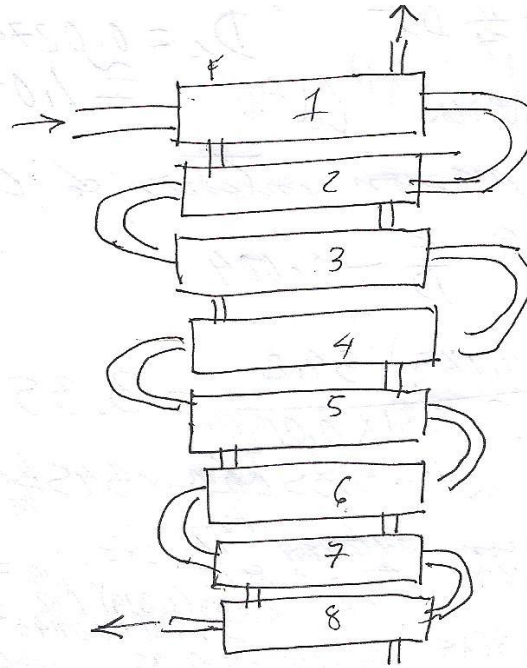
$$2.6191 = \pi (0.02667) L$$

$$L = 31.25 m$$

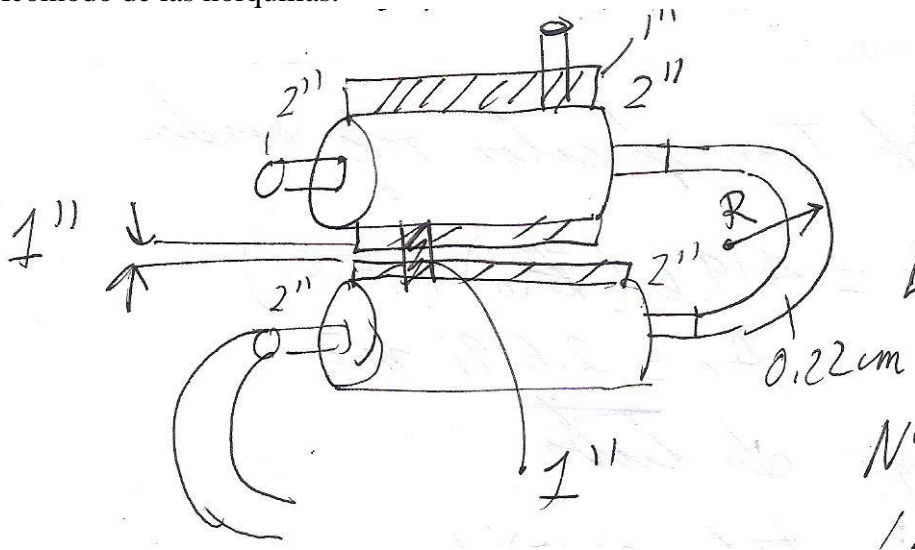
Si se escogen tramos de 20 pies = 6.1 m los tramos requeridos son 5.

Si los tramos son de 4 m se requieren 8 tramos = 32 m.

Arreglo.



3.13.- Acomodo de las horquillas.



Diámetro externo del tubo externo = 0.04826 m = 2.349 "

$R = \frac{1}{2} + 1 + \frac{2.349}{2} = 2.67 \text{ in.} = 0.679 \text{ m}$

Longitud del arco = $\pi R = 0.213 \text{ m}$; Número de arcos /

Longitud de las uniones más arcos = $7 \times 0.2 + 16 (0.05) = 2.2 \text{ m}$

Longitud total de la tubería por donde pasa el benceno = $32 + 2.2 = 34.2 \text{ m}$

Tubos de conexión entre tubos para el o-xileno

Caudal del o-xileno = $7.084 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

Si la $u = 1.2 \text{ m/s}$ el área de flujo requerida es de $5.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ y el diámetro interno del tubo para las conexiones será de 0.0274 m o sea se puede emplear un tubo de 1 2 Cd 40.

3.14 Caída de presión en el interior de los tubos,

$$Re = 4.03 \times 10^4; e/d = 0.004, f_d = 0.032$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 0.032 \frac{(1.065)^2 \times 34.2}{2 \times 9.81 \times 0.01884} = 3.35 \text{ kgm/kg}$$

$$\Delta P = 3.35 \frac{\overrightarrow{kg}}{kg} m \times 845 \frac{kg}{m^3} = 2837 \frac{\overrightarrow{kg}}{m^2}$$

3.15.- Caída de presión por el espacio anular.

$$Re = 4.04 \times 10^4; e/d = 0.0015; De = 0.0381 - 0.02667 = 0.01143$$

$$F_d = 0.033$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} a = 0.033 \frac{(1.219)^2 \times 32}{2 \times 9.81 \times 0.01143} = 6.99 \frac{\overrightarrow{kgm}}{kg}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} r = \frac{4 \times 8 \times}{2 \times 9.81} 1.219^2 = 2.4235$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ total} = 9.4135 \frac{\overrightarrow{kgm}}{kg}$$

$$\Delta P = 0.8189 \frac{\overrightarrow{kg}}{cm^2}$$

4.- Resultado.

Se requieren 4 horquillas u ocho tramos. Tubos de 12 y de 1.5 “.

Intercambiadores de calor de doble tubo aletado.

En el cambiador de doble tubo común y corriente uno de los fluidos fluye por el espacio anular y el otro por el tubo interno. La superficie total disponible para la transferencia de calor corresponde, como ya se indicó, solamente a la superficie exterior del tubo interno.

Cuando uno de los fluidos tiene un coeficiente de transferencia de calor bajo, tal como sucede con los gases o en fluidos muy viscosos, la manera más adecuada de mejorar la transferencia de calor es mediante el aumento de la superficie exterior del tubo interno, lo cual se logra mediante el uso de cambiadores aletados.

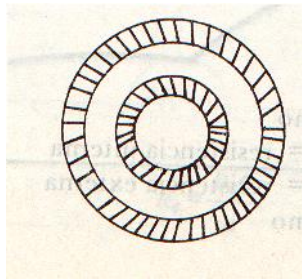


Fig. 13.- Tubos concéntricos sin aletas

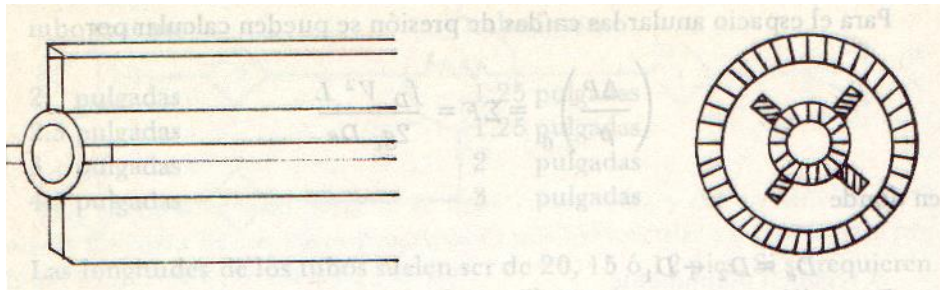


Fig. 14.-Tubos concéntricos con aletas

Las aletas utilizadas en los cambiadores de calor de doble tubo son las longitudinales, que son tiras de metal soldadas o empotradas en el tubo.

Sin embargo, la superficie de la aleta no está a la misma temperatura que la superficie del tubo, por lo que no transmite el calor con la misma eficacia que el tubo liso, de allí que deba utilizarse una eficiencia de aleta Ω .

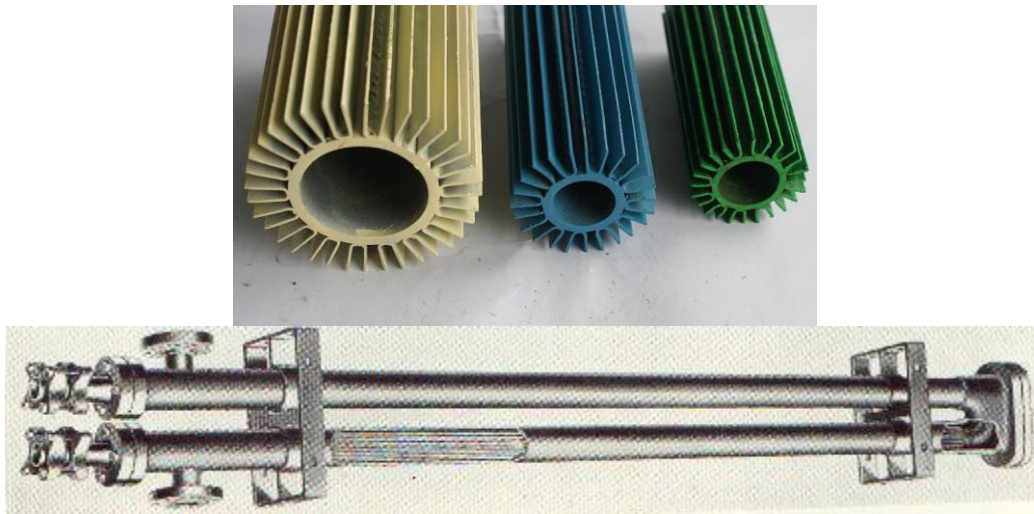
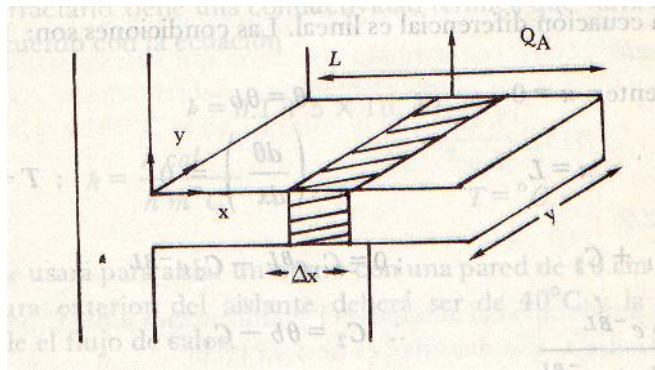


Fig.15.- Cambiador de calor de doble tubo aletado



Eficiencia de aleta.

La figura siguiente representa una aleta de área uniforme, transfiriendo calor a régimen permanente desde una T_b al aire que está a T_a y con k y h uniformes.



Si la aleta es delgada y tiene alta conductividad térmica, la distribución de la temperatura en la dirección x es uniforme, siendo la temperatura en la superficie igual a la del centro de la aleta a cualquier x . Un balance de energía aplicado a la sección Δx de la aleta dará, si se desprecia el calor perdido por el extremo de la aleta.

$$Q_x = Q_{x+\Delta x} + Q_A$$

Q_x = calor entrante a x por conducción

$Q_{x+\Delta x}$ = calor saliente por conducción en $x + \Delta x$

Q_A = calor saliente por conducción

$$-kA \left[\frac{dT}{dx} \right] = \left\{ -kA \left(\frac{dT}{dx} \right) + \frac{d}{dx} \left[-kA \left(\frac{dT}{dx} \right) \right] dx \right\} + hPdx(T - T_a)$$

Entonces

$$\frac{d}{dx} \left(kA \frac{dT}{dx} \right) dx = hPdx(T - T_a)$$

En donde A es el área seccional y P el perímetro de la aleta. Pa A y k constantes, y definiendo $\theta = T - T_a$

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - \frac{hP}{kA}\theta = 0$$

La solución de la ecuación anterior es de la forma $\theta = e^{mx}$, en donde

$$m = \pm \sqrt{\frac{hP}{kA}} = B$$

$$\theta = C_1 e^{Bx} + C_2 e^{-Bx}$$

Ya que la ecuación es lineal.

Las condiciones son:

Lado caliente $x = 0$ $\theta = \theta_b$

Lado frío $x = L$ $\left(\frac{d\theta}{dx}\right) = 0$; $T - T_a = 0$

$$\therefore \theta_b = C_1 + C_2 \quad ; \quad 0 = C_1 e^{BL} - C_2 e^{-BL}$$

$$C_1 = \frac{\theta_b e^{-BL}}{e^{BL} + e^{-BL}} \quad \therefore \quad C_2 = \theta_b - C_1$$

$$\therefore \frac{\theta}{\theta_b} = \frac{e^{-B(L-x)} + e^{B(L-x)}}{e^{-BL} + e^{BL}} = \frac{\cosh B(L-x)}{\cosh BL}$$

$$\theta = T - T_a \quad ; \quad \theta_b = T_b - T_a$$

La ecuación anterior ofrece resultados razonables solamente si el calor que se pierde por los extremos es despreciable.

El calor transferido desde la base de la aleta se calcula por:

$$Q_b = \int_0^L h P \theta dx$$

Y el calor transferido en toda la aleta es:

$$Q = \sqrt{h P k A} \theta_b \tanh BL$$

El factor de eficiencia Ω se define como el calor transferido desde la aleta entre el calor transferido si la aleta estuviera a la temperatura uniforme T_b

$$\Omega = \frac{Q_{aleta}}{h P L \theta_b} = \frac{\sqrt{h P k A} \theta_b \tanh BL}{h P L \theta_b} = \frac{\tanh BL}{BL}$$

En donde volvemos a recordar que

$$B = \sqrt{\frac{hf P}{k A}}$$

Debido a los diferentes tipos de aletas que pueden utilizarse, habitualmente el área de transferencia de calor para estos intercambiadores se calcula a partir del área interna del tubo interno A_i .

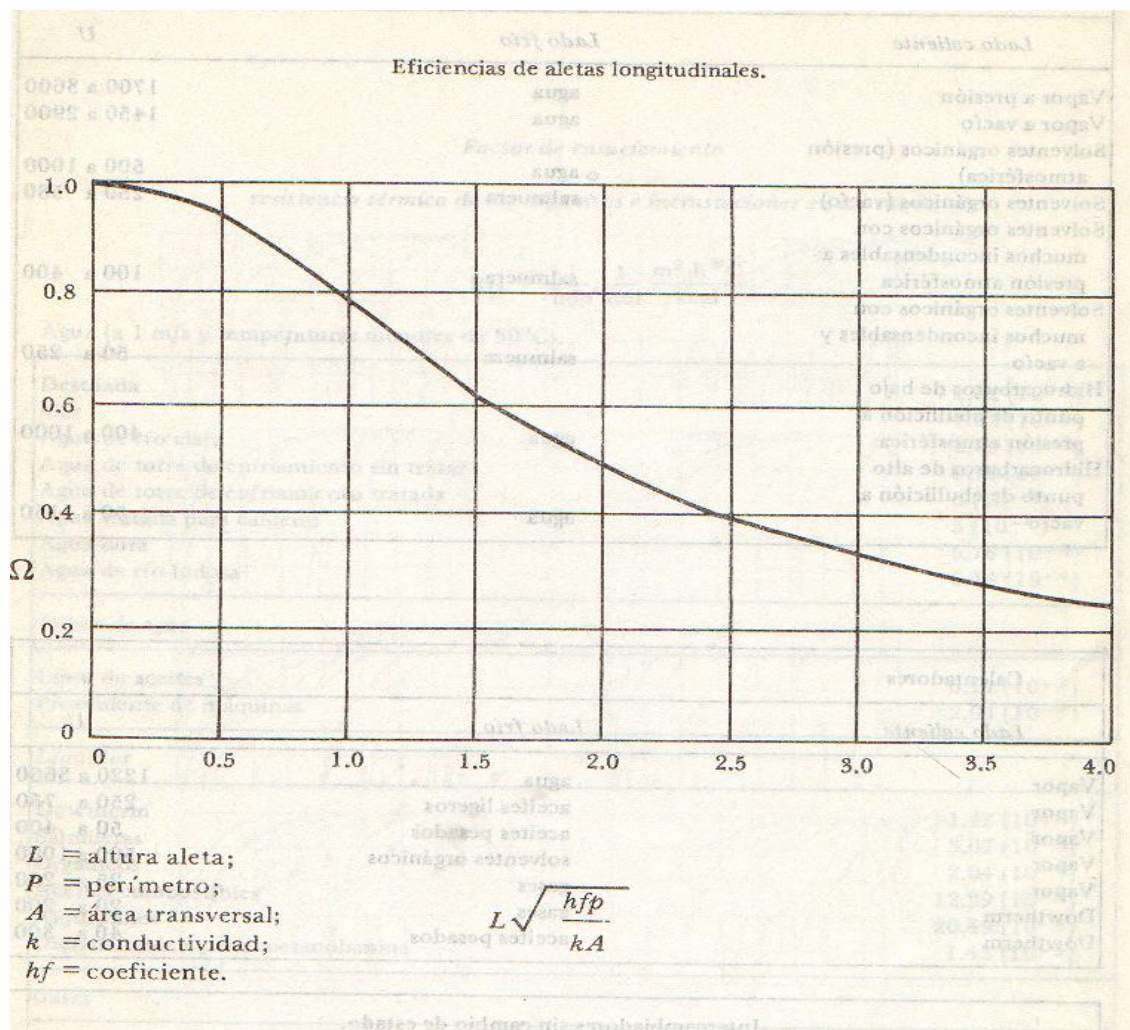


Fig.15.- Eficiencia de aleta.

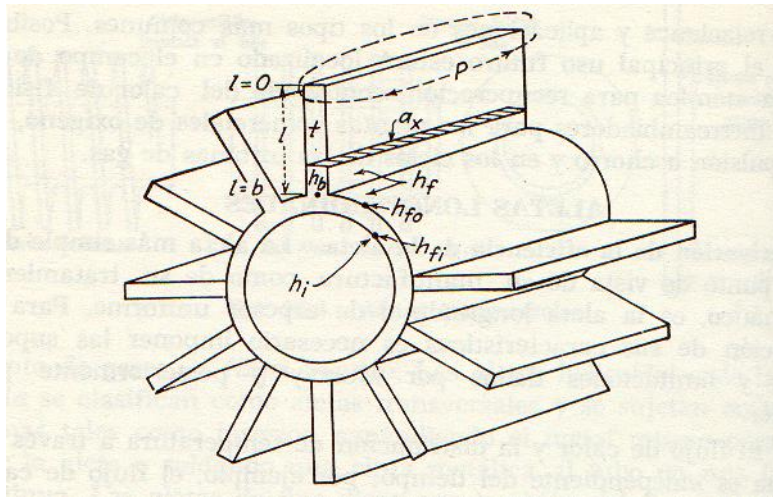


Fig.16.- Coeficientes y dimensiones de una aleta.

Entonces la ecuación fundamental para el diseño de estos intercambiadores sería:

$$Q = U_i A_i \Delta T_m$$

En donde:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{hf_i} + \frac{1}{h_i}}$$

$$h_i' = \frac{h_i \times h_{di}}{h_i + h_{di}}$$

$$hf_i' = (\Omega A_f + A_o) \frac{hf'}{A_i}$$

$$hf' = \frac{h_{do} \times hf}{h_{do} + hf}$$

En donde:

U_i = coeficiente total de transferencia de calor basado en el área interna del tubo interno.

Ω = eficiencia de aleta.

A_f = área de transferencia de calor de las aletas.

A_o = área de tubo sin aletas.

A_i = área interna de transferencia de calor.

h_i = Coeficiente interno de transferencia de calor.

$$h_{di} = \frac{1}{R_{di}} ; R_{di} = \text{Resistencia por suciedad interna.}$$

$$h_{do} = \frac{1}{R_{do}} ; R_{do} = \text{resistencia por suciedad externa.}$$

$h_f =$ Coeficiente externo de aletas

Los coeficientes de transferencia de calor para tubos aletados se pueden obtener mediante gráficas del tipo que se ilustra.

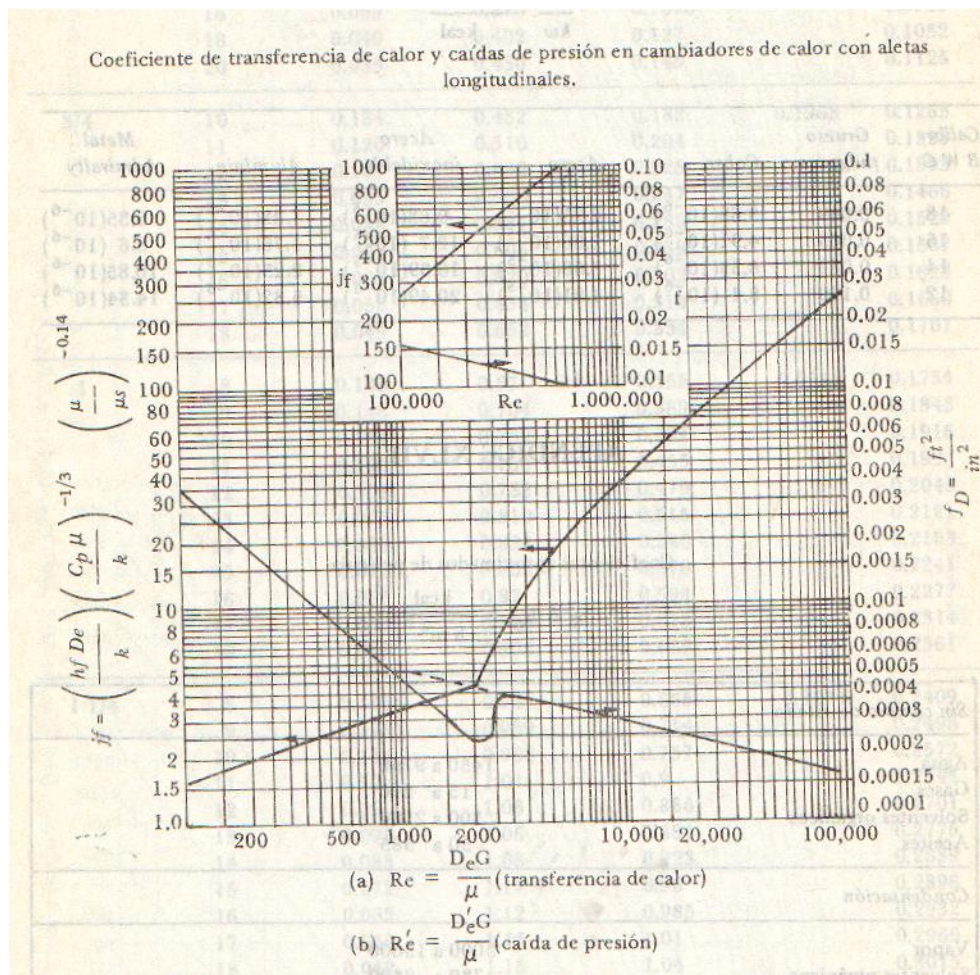


Fig. 17.- Coeficientes y factor de fricción para tubos aletados.

En donde De es el diámetro equivalente que es este caso se calcula por:

$$De = \frac{4 \times \text{área de flujo}}{\text{Perímetro mojado de transferencia de calor}}$$

Las caídas de presión se obtienen a partir de la misma gráfica.

El valor de las suciedades y de los factores de suciedad se obtienen a partir de datos experimentales, la cual se presenta en tablas como la siguiente:

Factor de ensuciamiento
o
resistencia térmica de los depósitos e incrustaciones en los tubos

$$R_D = \frac{1}{h_{do}}, \frac{1}{h_{di}} \frac{m^2 h^\circ C}{kcal}$$

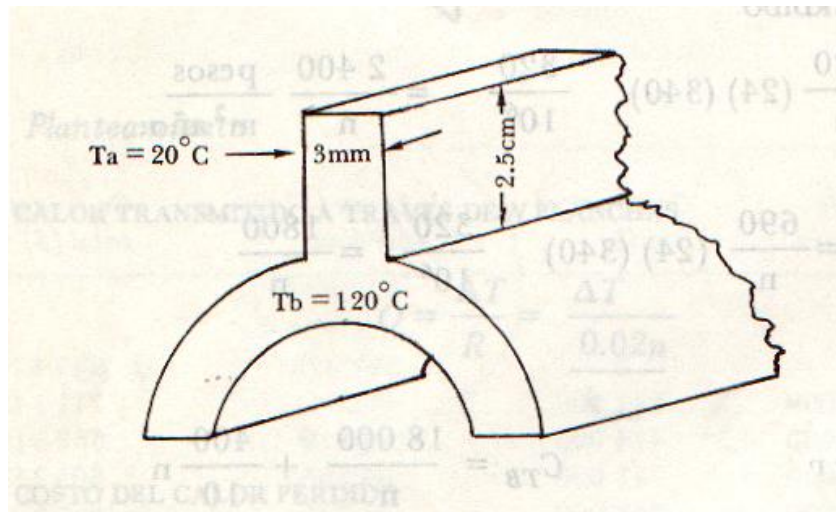
Agua (a 1 m/s y temperaturas menores de 50°C).

Destilada	1.02 (10 ⁻⁴)
Mar	1.02 (10 ⁻³)
Agua de río clara	2.45 (10 ⁻⁴)
Agua de torre de enfriamiento sin tratar	6.76 (10 ⁻⁴)
Agua de torre de enfriamiento tratada	3 (10 ⁻⁴)
Agua tratada para calderas	3 (10 ⁻⁴)
Agua dura	6.76 (10 ⁻⁴)
Agua de río lodosa	6.14 (10 ⁻⁴)
<i>Vapor de agua</i>	
Libre de aceites	6.14 (10 ⁻⁵)
Proveniente de máquinas	2.04 (10 ⁻⁴)
<i>Líquidos</i>	
Dowtherm	1.43 (10 ⁻³)
Salmueras	3.07 (10 ⁻⁴)
Orgánicos	2.04 (10 ⁻⁴)
Aceites combustibles	12.29 (10 ⁻⁴)
Alquitranes	20.49 (10 ⁻⁴)
Dietanolamina y monoetanolamina	1.43 (10 ⁻³)
<i>Gases</i>	
Aire	3.07 a 6 (10 ⁻⁴)
Vapores de solventes	1.63 (10 ⁻⁴)
Vapores refrigerantes	3.5 (10 ⁻⁴)

Ejemplo 9.

Una aleta longitudinal de acero de 2.5 cm de alto y 3 mm de grueso está sujeta a una corriente de aire a 20 ° C. El aire tiene una velocidad tal que el coeficiente de convección es de 73 kcal / h m² ° C. La conductividad térmica de la aleta es de 37 kcal / h m ° C y la temperatura en la base del tubo es de 120 ° C. Calcule la eficiencia de la aleta y el flujo de calor por metro de tubo.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Ecuación de la aleta.

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh B(L-x)}{\cosh BL}$$

$$Q = \sqrt{h P k A} \theta_b \tanh BL$$

Y la eficiencia es:

$$\eta = \frac{\tanh BL}{BL} = \frac{\sqrt{h P k A}}{h P L \theta_b} \theta_b \tanh BL$$

$$B = \sqrt{\frac{h P}{k A}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Eficiencia.

$A = 3 \text{ mm} \times 1 \text{ m} = 3 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $P = \text{perímetro} = 2 \text{ m}$

$h = 73 \text{ kcal} / \text{h m}^\circ \text{C}$, $k = 37 \text{ kcal} / \text{h m}^\circ \text{C}$

$$B = \sqrt{\frac{73 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ \text{C}} \times 2 \text{ m}}{37 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ \text{C}} \times 3 \times 10^{-3} \text{ m}}} = 36.2672$$

$$\eta = \frac{\tanh(36.2672)(0.025)}{36.2672(0.025)} = \frac{\tanh(0.90668)}{0.90668}$$

$$\tanh(0.90668) = \frac{e^{0.90668} - e^{-0.90668}}{e^{0.90668} + e^{-0.90668}} = 0.7195$$

$$\eta = \frac{0.7195}{0.90668} = 0.7935$$

3.2.- Flujo de calor por metro.

$$Q = \sqrt{73(2)(37)(3 \times 10^{-3})}(120 - 20) \tanh(0.90668) = 289.64 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}}$$

4.- Resultado.

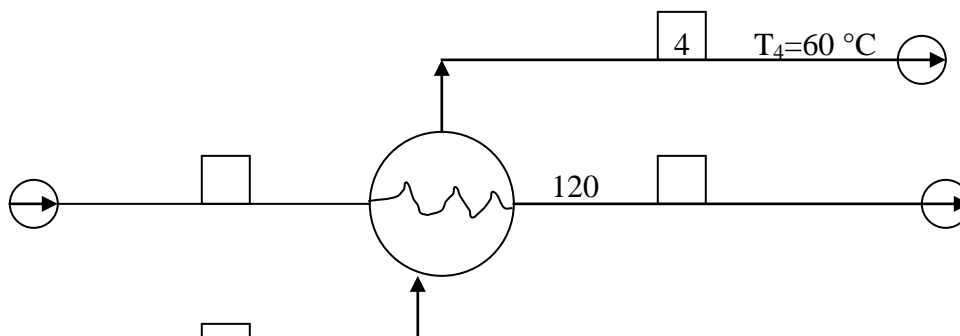
La eficiencia de la aleta es del 79.35 %. El flujo de calor es de 289.64 kcal / h m.

Ejemplo 10.

Se desea enfriar 700 kg /h de aire a 1 atm desde 260 a 60 ° C en un cambiador de calor de doble tubo. Para ello se ha ideado un tubo exterior de 3 pulgadas Cd. 40 y uno interior de 1.5 pulgadas Cd. 40 en el que se montan 24 aletas longitudinales de 0.5 pulgadas de alto por 0.035 pulgadas de ancho (20 BWG).

Como medio de enfriamiento se usará agua que va de 25 a 40 ° C ¿Cuál es el área requerida?

1.- Traducción.

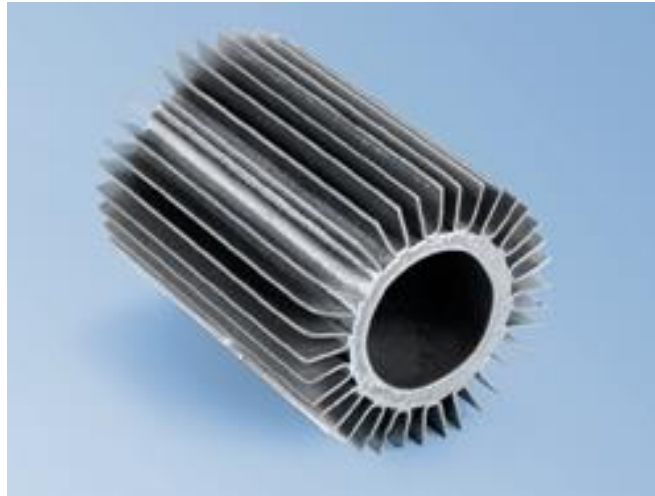


$$T_1 = 260 \text{ }^\circ\text{C} \quad 1$$

$$2 \quad T_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

700 kg /h

$$4 \quad T_4 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de energía.

$$Q = M_1 C_{p1} (T_1 - T_2) = M_3 C_{p3} (T_3 - T_4)$$

2.2.- Ecuación de diseño.

$$Q = U_i A_i \Delta T_m$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{hf_i'} + \frac{1}{hi'}}$$

$$hf_i' = (\Omega A_f + A_o) \frac{hf'}{A_i}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balances de energía.

$$T_{m_{\text{aire}}} = (260 + 60) / 2 = 160 \text{ }^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{m_{\text{agua}}} = (25 + 40) / 2 = 32.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_p C_{p_{\text{aire}}} = 0.243 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \quad ; \quad C_p C_{p_{\text{agua}}} = 0.997 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

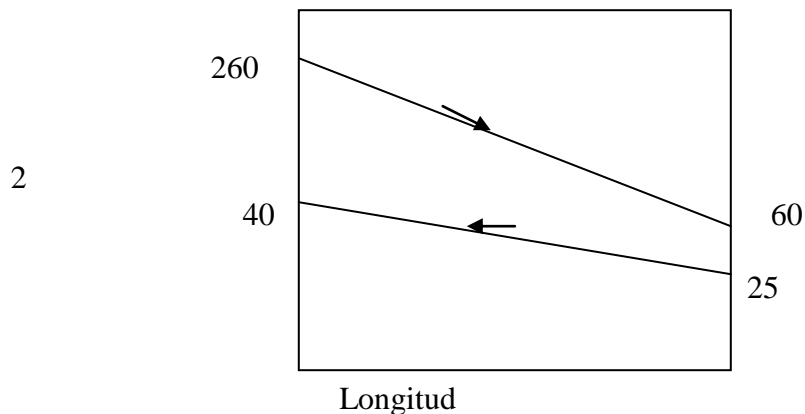
$$Q = 700(0.243)(260 - 60) = 34\,020 \text{ kcal /h}$$

Masa de agua

$$34\,020 = 0.997 M_3 (40-25)$$

$$M_3 = 2\,274.8 \text{ kg/h}$$

3.2.- Diferencia de temperaturas.
Trabajando a contracorriente.



$$\Delta T_m = \frac{(260-40) - (60-25)}{\ln \frac{260-40}{60-25}} = 100.63^\circ\text{C}$$

3.3.- Áreas.

El aire tiene un coeficiente de calor menor que el del agua, por ello irá en el espacio anular donde se encuentran las aletas.

Del apéndice XXIX

Tubo interno

$$DO = 1.9 \text{ pulgadas} = 0.04826 \text{ m}$$

$$DI = 0.040894 \text{ m}$$

Tubo externo

$$DI = 3.068 \text{ pulgadas} = 0.07792 \text{ m}$$

$$\text{Espesor de la aleta} = 0.035 \text{ pulgada} = 8.89 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$\text{Altura de la aleta} = 0.5 \text{ pulgadas} = 0.0127 \text{ m}$$

Área de flujo en el espacio anular

$$a_s = \left[(0.07792)^2 (0.785) - (0.04826)^2 (0.785) - 24 \times 0.0127 \times 8.89 \times 10^{-4} \right] = 2.66689 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Perímetro mojado en la transferencia de calor.

$$P = \pi \times 0.04826 - 24(8.89 \times 10^{-4}) + 24 \times 2 \times 0.0127 = 0.73987m$$

Diámetro equivalente.

$$De = \frac{4 \times 2.66689 \times 10^{-3}}{0.73987} = 0.014418m$$

$$\text{Área de aletas} = 24 \times 0.0127 \times 2 \times 1 = 0.6096 \text{ m}^2 / m$$

$$\text{Área de tubo sin aletas} = 0.04826 \times \pi - 24 \times 8.89 \times 10^{-4} = 0.130264 \text{ m}^2 / m$$

Área interna de transferencia de calor del tubo interno.

$$Ai = 0.1284725 \text{ m}^2 / m$$

$$\text{Área de flujo del tubo interno} = 1.3127706 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

3.4.- Coeficiente interno.

Para agua

$$h = 2280 \frac{(1.352 + 0.0198T)V^{0.8}}{D^{0.2}}$$

Densidad = 995.7 kg / m³

$$V = \frac{2274.8 \frac{kg}{h}}{3600 \frac{s}{h} \times 995.7 \frac{kg}{m^3} \times 1.3127706 \times 10^{-3} m^2} = 0.483 \frac{m}{s}$$

$$hi = \frac{2280(1.352 + 0.0198(32.5))(0.483)^{0.8}}{4.0894^{0.2}} = 1917.82 \frac{kcal}{hm^2 \text{ } ^\circ C}$$

3.3.- Temperatura en la pared.

Suponiendo hf = 600 kcal / h m² °C

$$600 (160 - Ts) = 1917.82 (Ts - 32.5)$$

$$Ts = 62.88 \text{ } ^\circ C$$

Propiedades del aire (apéndice XXVII)

$$\mu_{a160^\circ C} = 0.0245 \text{ cps} \quad ; Pr = 0.682 ; Cp = 0.243 \frac{kcal}{kg^\circ C} \quad ; \rho = 0.815 \frac{kg}{m^3} ; k = 0.03131 \frac{kcal}{hm^\circ C}$$

$$Gs = \frac{700 \frac{kg}{h}}{3600 \frac{s}{h} \times 2.66689 \times 10^{-3} m^2} = 72.9 \frac{kg}{m^2 s}$$

$$Re = \frac{72.9 \times 0.014418}{0.0245 \times 10^{-3}} = 42907$$

Del apéndice XLVIII

$J_f = 130$

$\mu_{a\ 63^\circ C} = 0.020\text{ cps}$

$$130 = \frac{hf(0.014418)}{0.03131} (0.682)^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{0.0245}{0.0201} \right)^{-0.14}$$

$hf = 255.5\text{ kcal} / \text{h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$

3.6 . Nueva temperatura en la pared.

$$255.5(160-T_s) = 1917.82 (T_s - 32.5)$$

$T_s = 47.49\text{ }^\circ\text{C}$

3.7.- Nuevo hf

$$\mu_{a\ 47^\circ C} = 0.0195\text{ cps} \quad ; hf = 256.4 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

3.8 .- Cálculo de hi'

$R_{di} = 6.1 \times 10^{-4}$

$h_{di} = 1639$

$hi = 1917.82$

$$hi' = \frac{1917.82 \times 1639}{1917.82 + 1639} = 883.74 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

3.9.- Cálculo de h_{fi}

$hf = 256.4$ $hf = hf'$ no hay suciedad

Perímetro de la aleta = 2 m / m

Área de transferencia de calor por conducción en la aleta.

$A = 8.89 \times 10^{-4}\text{ m}^2 / \text{m}$

$$B = \sqrt{\frac{hfP}{kA}} = \sqrt{\frac{256.4 \times 2}{37 \times 8.89 \times 10^{-4}}} = 124.85$$

$$\Omega = \frac{\tanh(124.85)(0.0127)}{124.85(0.0127)} = \frac{\tanh(1.585)}{1.585}$$

$$\Omega = \frac{0.9194}{1.585} = 0.58$$

del apéndice LXIII $\Omega = 0.6$

por lo tanto

$$hf\ddot{i} = [0.58(0.6096) + 0.130264] \frac{256.4}{0.128425} = 965.7 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

3.1.- Coeficiente total.

3.10 Coeficiente total.

$$U_i = \frac{965.7 \times 883.74}{965.7 + 883.74} = 461.45 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

3.11.- Área.

$$34\,020 = A_i (461.45) (100.63)$$

$$A_i = 0.7325 \text{ m}^2$$

$$\text{Metros de tubo} = \frac{0.7325 \text{ m}^2}{0.1284725 \frac{\text{m}^2}{\text{m}}} = 5.7 \text{ m}$$

Se requiere una horquilla de 6 m

3.12.- Caídas de presión

En el tubo.

$$\text{Re} = \frac{0.040894 \times 0.483 \times 995.7}{0.8 \times 10^{-3}} = 24583$$

$f_D = 0.033$ del apéndice LXX

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{0.033(0.483)^2 \times 6}{2(9.81)(0.040894)} = 0.0576 \frac{\bar{kg}}{kg}$$

$$\Delta P = 0.0576 \frac{\bar{kg}}{\text{cm}^2}$$

En el espacio anular.

$$De' = \frac{4 \times 2.66689 \times 10^{-3}}{0.73987 + 0.07792 \times \pi} = 0.010833 \text{ m}$$

$$\text{Re} = \frac{0.010833(79.2)}{0.0245 \times 10^{-3}} = 35019$$

de gráfica $f = 0.0288$ apéndice XLVIII

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{0.0288}{2(9.81)} \left(\frac{79.2}{0.815} \right)^2 \frac{6}{0.010833} = 7677 \frac{\bar{kg}}{kg}$$

$$\Delta P = 0.625 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

4.- Resultado

Se requiere una horquilla de 6 m. Las caídas de presión son de 0.0576 para el lado del agua y de 0.625 kg / cm² para el lado del aire.

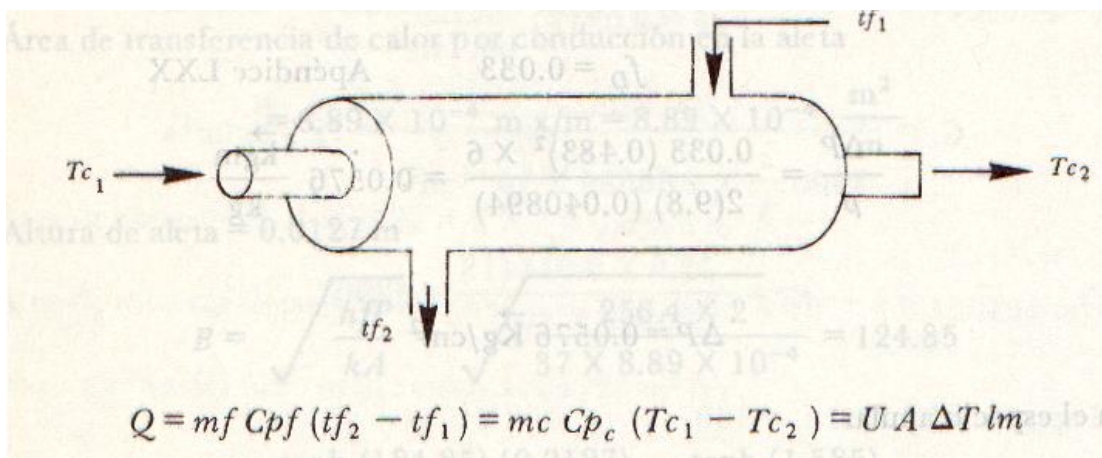
Ejemplo 11.

Encuentre las temperaturas de salida de los fluidos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos en el cual se conocen , las temperaturas de entrada, el área de transferencia y el coeficiente total de transferencia de calor.

1.- Planteamiento.

1.1.- Discusión.

En un intercambiador de calor de tubos concéntricos que opera a contracorriente, el balance de energía alrededor del cambiador es :



De aquí:

$$mf Cpf (tf_2 - tf_1) = UA \left(\frac{(Tc_1 - tf_2) - (Tc_2 - tf_1)}{\ln \frac{Tc_1 - tf_2}{Tc_2 - Tf_2}} \right)$$

$$\ln \frac{Tc_1 - tf_2}{Tc_2 - tf_1} = \frac{UA}{mf Cpf} \left(\frac{(Tc_1 - tf_2) - (Tc_2 - Tf_1)}{(tf_2 - tf_1)} \right)$$

$$\ln \frac{Tc_1 - tf_2}{Tc_2 - tf_1} = \frac{UA}{mf Cpf} \left(\frac{Tc_1 - Tc_2}{Tf_2 - Tf_1} - \frac{tf_2 - tf_1}{tf_2 - tf_1} \right)$$

$$\ln \frac{Tc_1 - tf_2}{Tc_2 - tf_1} = \frac{UA}{mf Cpf} \left(\frac{Tc_1 - Tc_2}{Tf_2 - Tf_1} - 1 \right)$$

Sea

$$Z = \frac{Tc_1 - Tc_2}{Tf_2 - Tf_1} = \frac{mf Cpf}{mc Cpc}$$

$$\ln \frac{Tc_1 - tf_2}{Tc_2 - tf_1} = \frac{UA}{mf Cpf} (Z - 1)$$

Sea

$$\frac{UA}{mf Cpf} (Z - 1) = K$$

$$\frac{Tc_1 - tf_2}{Tc_2 - tf_1} = e^K$$

Pero como

$$mc C_{pc} (T_{c1} - T_{c2}) = mf C_{pf} (tf_2 - tf_1)$$

$$T_{c2} = \frac{(Z-1)T_{c1} + tf_1 Z (e^K - 1)}{Z}$$

$$tf_2 = \frac{mc C_{pc} (T_{c1} - T_{c2})}{mf C_{pf}} + tf_1$$

$$tf_2 = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{Z} + tf_1$$

Sustituyendo

$$\frac{T_{c1} - \left(\frac{T_{c1} - T_{c2}}{Z} + tf_1 \right)}{T_{c2} - tf_1} = e^K$$

$$T_{c2} - tf_1 = \frac{T_{c1} - \frac{T_{c1}}{Z} + \frac{T_{c2}}{Z} - tf_1}{e^K}$$

$$T_{c2} \left(1 - \frac{1}{Ze^K} \right) = T_{c1} \left(\frac{1 - \frac{1}{Z}}{e^K} \right) + tf_1 \left(1 - \frac{1}{e^K} \right)$$

$$T_{c2} = \frac{T_{c1} \left(\frac{1 - \frac{1}{Z}}{e^K} \right) + tf_1 \left(1 - \frac{1}{e^K} \right)}{\left(1 - \frac{1}{Ze^K} \right)}$$

$$T_{c2} = \frac{\left(\frac{Z-1}{Z}\right) \frac{T_{c1}}{e^K} + t_{f1} \left(\frac{e^K - 1}{e^K}\right)}{\frac{Ze^K - 1}{Ze^K}}$$

$$T_{c2} = \frac{\left(\frac{Z-1}{Z}\right) T_{c1} + t_{f1} (e^K - 1)}{\frac{Ze^K - 1}{Z}}$$

$$T_{c2} = \frac{(Z-1) T_{c1} + t_{f1} Z (e^K - 1)}{Ze^K - 1}$$

La ecuación anterior permite el cálculo de la temperatura de salida del fluido caliente en un intercambiador tubular a contracorriente.

Haciendo un desarrollo semejante para un cambiador de calor en corriente paralela se tendría:

$$T_{c2} = \frac{(Z + e^K) T_{c1} + (e^K z t_{f1})}{(Z + 1) e^K}$$

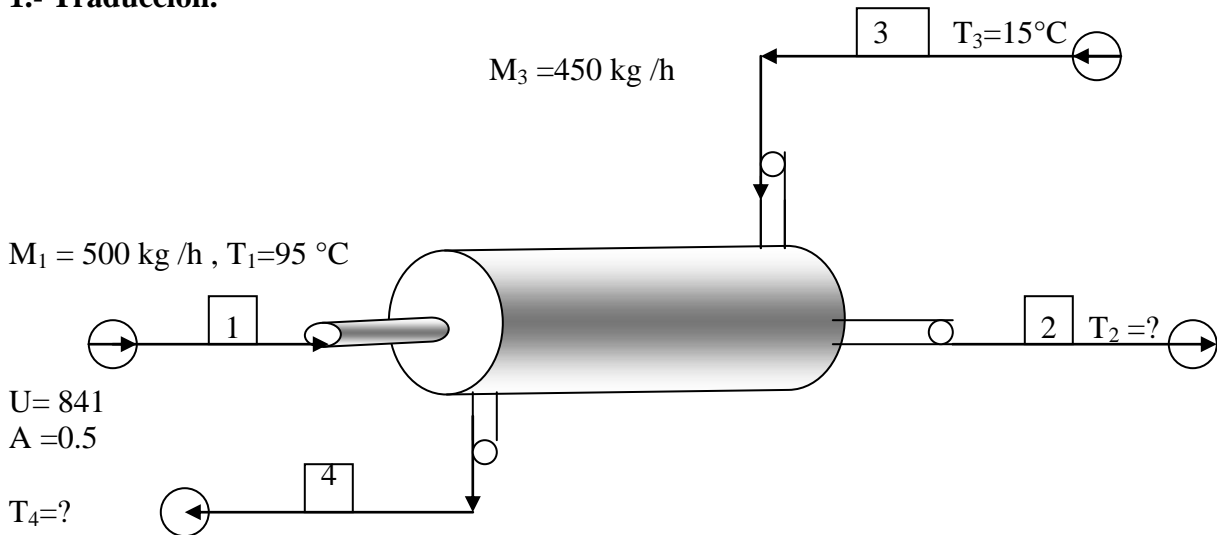
En donde:

$$K = \left(\frac{UA}{mf C_{pf}}\right) (Z + 1)$$

Ejemplo 12.

Un cambiador de calor tiene un coeficiente de 841 kcal / h m²°C con área de 0.5 m². Si el agua pasa por el interior de los tubos a 15 °C con un caudal de 450 kg / h a contracorriente con 500 kg / h, de una sustancia con capacidad calorífica igual a 0.45 kcal / kg °C y que entra a 95 °C, determine la temperatura de salida de cada uno de los fluidos.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Ecuación.

Del problema anterior:

$$T_{c2} = \frac{(Z - 1) T_{c1} + t_{f1} Z (e^K - 1)}{Z e^K - 1}$$

$$Z = \frac{mf C_{pf}}{mc C_{pc}}$$

$$K = \frac{UA}{mf C_{pf}} (Z - 1)$$

3.- Cálculos.

3.1.- Cálculo de Z.

$$Z = \frac{450 \times 1}{500 \times 0.45} = 0.2$$

3.2.- Cálculo de K.

$$K = \frac{841(0.5)}{450(1)} (2 - 1) = 0.9344$$

3.3.- Temperatura final.

$$T_2 = \frac{(2 - 1)(95) + 15(2)(e^{0.9344} - 1)}{2(e^{0.9344} - 1)} = 34.55^\circ\text{C}$$

3.4.- Temperatura T_4
 $450 (T_4 - 15) = 500 (0.45) (95 - 34.55)$
 $T_4 = 45.22^\circ\text{C}$

4.- Resultado.

La temperatura final del agua será de 45.22°C ; la de la sustancia de 34.55°C

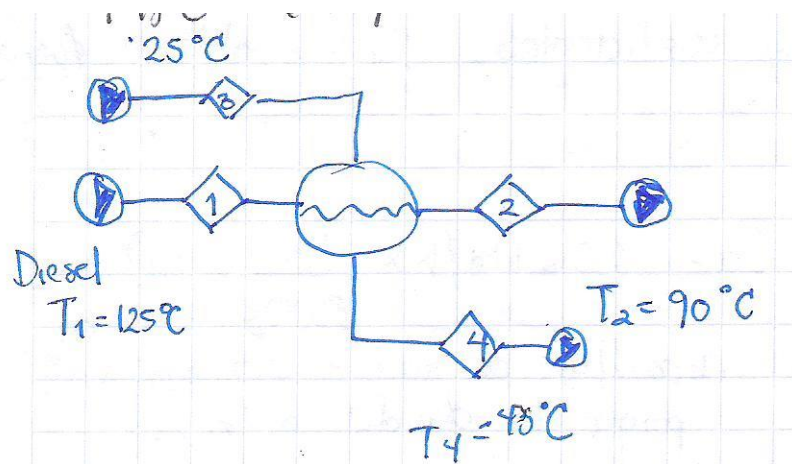
Ejemplo 13.

Calcule un intercambiador de calor de doble tubo y aletado para enfriar 2000 kg/h de diesel de 28° API desde 125 hasta 90°C . Como medio de enfriamiento se va a usar agua que pasará de 25 a 43°C .

Datos del diesel:

$C_{pm} = 0.53\text{ kcal/kg }^\circ\text{C}$; $k_m = 0.103\text{ kcal /hm }^\circ\text{C}$; viscosidad a $107^\circ\text{C} = 2.5\text{ cp}$; viscosidad a $43^\circ\text{C} = 6.8\text{ cps}$.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Calores

Calor perdido $Q = M C_p \Delta T =$ Calor ganado

3.-Cálculos.

3.1.-Temperaturas medias

Temperatura media del diesel = $(125+90) / 2 = 107.5^\circ\text{C}$

Temperatura media del agua = $(25+43)/2=34^\circ\text{C}$

Datos del agua a la temperatura media

Densidad = 994.4 kg /m^3 ; viscosidad = $0.7371 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$; conductividad térmica = $0.52 \text{ kcal / m }^\circ\text{C}$; capacidad calorífica= $1 \text{ kcal / kg }^\circ\text{C}$; Prandtl = 5.45.

3.2.- Calor transferido.

$$Q_p = 2000(0.33) (125-90) = 37100 \text{ kcal /h}$$

Calor ganado $Q_g = 37100 = M_{\text{agua}} (1) (43-25)$

$M_{\text{agua}} = 2061 \text{ kg /h}$

3.3.- Diferencia de temperaturas logarítmica

$$\Delta T_1 = 82 ; \Delta T_2 = 65$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{82 - 65}{\ln \frac{82}{65}} = 73.17 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.4.- Distribución de flujos.

El agua irá por dentro del tubo central el diesel por afuera en el espacio anular y entre aletas.

Caudal de agua

$$C_a = 2061 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3660 \text{ s}} \times \frac{\text{m}^3}{994.4 \text{ kg}} = 5.75 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Caudal del diesel

$$C_{\text{diesel}} = 2000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3660 \text{ s}} \times \frac{\text{m}^3}{887 \text{ kg}} = 6.26 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

3.5 Diámetro del tubo interno

Sea la velocidad del agua que fluye por ese tubo igual a 1 m /s

Entonces el área de flujo para el agua es de:

$$\text{Área de flujo} = 5.75 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{1 \text{ m}}{1 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 5.75 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$5.75 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = \frac{\pi}{4} D_i^2$$

$D_i = 0.027 \text{ m}$, Buscando en las tablas de tubos comerciales se encuentra que el diámetro más cercano es el de 1.0 pulgadas Cd 40.

DI=0.02664 m; DO=0.0334 m; espesor x=0.00338 m.

Velocidad real para el agua

$$Area\ real = \frac{\pi}{4} (0.02664)^2 = 5.57 \times 10^{-4} m^2$$

$$Velocidad\ real\ del\ agua = \frac{5.75 \times 10^{-4}}{5.57 \times 10^{-4}} = 1.03 \frac{m}{s}$$

Este tubo debe ser aletado. Escogeremos uno con 24 aletas longitudinales, con un espesor 20 BWG (8.89×10^{-4}) y de media pulgada de alto (0.0127 m).

3.6.- Tubo externo.

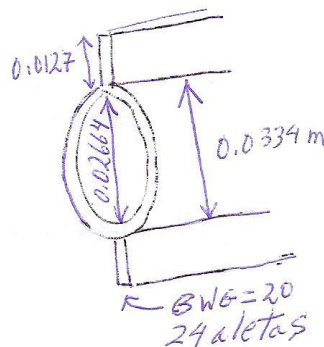
Este tubo debe contener al tubo aletado interno.

Diámetro necesario 0.0588m = 2.3 pulgadas. .

Buscando en los tubos comerciales encontramos que lo que más se acerca es:

Tubo de 2.5 pulgadas Cd.80

DI = 0.059 m; DO = 0.07303m; espesor x = 0.00701m



$$A_f = \frac{\pi}{4} (D_{ie}^2 - D_{oi}^2) - \text{área de aletas}$$

$$A_f = 0.785(0.059^2 - 0.0334^2) - 24 \times 0.0127 \times 8.89 \times 10^{-4} = 1.5365 \times 10^{-3} m^2$$

Velocidad real del diésel

$$Velocidad\ real\ del\ diesel = \frac{6.26 \times 10^{-4}}{1.5365 \times 10^{-3}} = 0.4\ m/s$$

3.7.- Coeficiente h_i interno para el agua.

Utilizando la ecuación especial para flujo de agua por el interior de tubos encontramos que:

$$h_i = 2280 \frac{(1.352 + 0.0198 T)}{D_i^{0.2}} u^{0.8}$$

$$h_i = 2280 \frac{(1.352 + 0.0198 \times 34)}{2.664^{0.2}} \times 1.03^{0.8} = 3886 \frac{kcal}{h^{\circ}Cm^2}$$

$R_{di} = 3 \times 10^{-4}$ por lo tanto $h_{di} = 3333$

$$h_{i'} = \frac{3333 \times 3886}{3333 + 3886} = 1794 \frac{\text{kcal}}{\text{h}^\circ \text{C m}^2}$$

3.6.- Coeficiente externo para el diésel.

Densidad del diesel de 28 °API

$$\rho_R = \frac{141.5}{^\circ \text{API} + 131.5}$$

$$\rho_R = \frac{141.5}{^\circ 28 + 131.5} = 0.887$$

$$\rho = 887 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$Ca = 6.26 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$

$T_{media} = 107^\circ \text{C}$; viscosidad

Diámetro equivalente del tubo anular con aletas.

$$De = 4r_H$$

$$r_H = \frac{\text{Área de flujo}}{\text{Perímetro mojado}}$$

$$Af = \frac{\pi}{4} (Die^2 - DOi^2) - \text{área de aletas}$$

$$Af = 0.785(0.059^2 - 0.0334^2) - 24 \times 0.0127 \times 8.89 \times 10^{-4} = 1.5365 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

Perímetro mojado $P = \pi \times DO \times 24 \times 2 \times 0.127 = 0.762 \text{m}$

$$De = 4 \frac{1.5365 \times 10^{-3}}{0.762} = 8.06 \times 10^{-3} \text{m}$$

Masa velocidad del diésel

$$G = \frac{2000}{3660 \times 1.5365 \times 10^{-3}} = 361.7 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

Reynolds del diésel

$$Re = \frac{8.06 \times 10^{-3} \times 361.7}{2.5 \times 10^{-3}} = 1166.12$$

A partir de la gráfica de Reynolds contra factor j_f :

$J_f = 3.5$

$$j_f = \left(\frac{h_f}{k} De \right) \left(\frac{Cp\mu}{k} \right)^{-0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{-0.14}$$

$$Pr = \frac{0.53 \times 2.5 \times 10^{-3}}{0.103} \times 3600 = 46.31$$

$$\frac{\mu}{\mu_s} = \frac{2.5}{6.8} = 0.36$$

$$jf = 3.5 = \frac{h_f \times 8.06 \times 10^{-3}}{0.103} (46.31)^{-0.33} (0.36)^{0.14}$$

Coefficiente de aleta $h_f = 183.27 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Suciedad

$R_{do} = 12.29 \times 10^{-4}$; $h_{do} = 813$

Coefficiente de aleta corregido por suciedad $h_f^* = 149 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Eficiencia de aleta

$$\Omega = \frac{\tanh BL}{BL}$$

$$B = \sqrt{\frac{h'_f P}{k A}}$$

$h_f^* = 149 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$; Perímetro de un metro de aleta = 2m; Área de transferencia de calor por conducción en una aleta (espesor 20 BWG) = $8.89 \times 10^{-4} \text{ (1)} = 8.89 \times 10^{-4} \text{ m}^2$; conductividad térmica de la aleta

$k = 38 \text{ kcal / h m } ^\circ\text{C}$. Altura de la aleta = 0.0127m (0.5 pulgadas)

$$B = \sqrt{\frac{149 \times 2}{38 \times 8.89 \times 10^{-4}}} = 93.92 \quad ; \quad BL = 93.92 (0.0127) = 1.19$$

$$\Omega = \frac{\tanh(93.92 \times 0.0127)}{93.92 \times 0.0127}$$

$$\tanh(1.19) = \frac{e^{1.19} - e^{-1.19}}{e^{1.19} + e^{-1.19}} = 0.83 \quad ; \quad \Omega = 0.83 / 1.19 = 0.697$$

De la gráfica $\Omega = 0.7$

$$h'_{fi} = (\Omega A_f + A_o) \frac{h'_f}{A_i}$$

A_i = área interna del tubo interno (por un metro de tubo) = $\pi (0.02664) (1) = 0.08369 \text{ m}^2$.

A_o = Área externa del tubo interno (por metro de tubo) = $\pi (0.0334) (1) = 0.1049 \text{ m}^2$.

A_f = área de las aletas (por metro de tubo) = 0.0127 (2) (24) (1) = 0.6095 m^2 .

$$h'_{fi} = (0.7 \times 0.6095 + 0.1049) \frac{149}{0.08369} = 946.36 \frac{\text{kcal}}{^\circ\text{C h m}^2}$$

3.7.- Coeficiente total de transferencia de calor.

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h'_i} + \frac{1}{h'_{fi}}} = \frac{1}{\frac{1}{1794} + \frac{1}{946.36}} = 619.54 \frac{kcal}{h^\circ C m^2}$$

3.8.- Área de transferencia de calor.

$$Q = 619.54 (A_i) (73.17) = 37\ 100$$

$$A_i = 0.818 m^2$$

3.9.- Longitud del intercambiador.

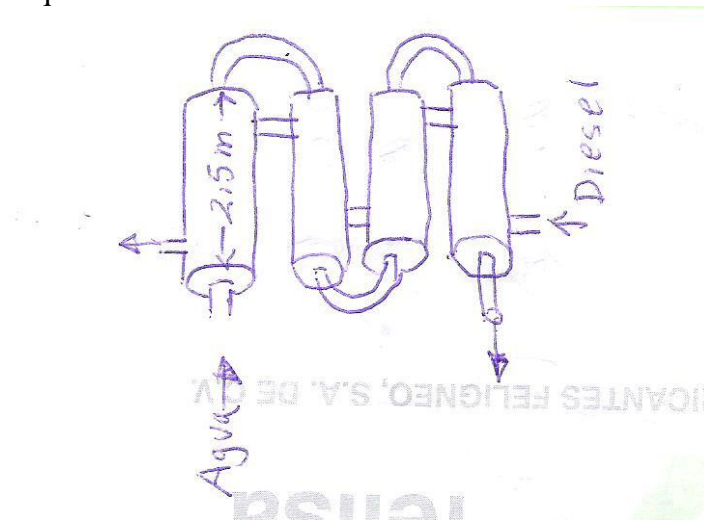
$$0.818 = \pi (0.02664) L$$

$$L = 9.77 m$$

El intercambiador podría ser una horquilla de 5 m, o dos horquillas de 2.5 m.

4.- Resultado.

Se requieren dos horquillas de 2.5 m.



El tubo interno es de 1 pulgada cédula 40, tiene 24 aletas longitudinales de media pulgada de alto y 20 BWG de espesor. El tubo externo es de 2.5 pulgadas cédula 80.

Ejercicios de autoevaluación

Problema 1.

Se requiere enfriar 1930 kg / h de alcohol etílico desde 50 hasta 30 ° C en un intercambiador de calor a contracorriente cuya superficie es de 6 m². El enfriamiento se realiza con agua que tiene una temperatura inicial de 18 ° c. El coeficiente de transferencia de calor del intercambiador es de 198 kcal / h m² ° C. ¿Cuántos metros cúbicos de agua deben utilizarse por hora?

R.-Se requieren 1.146 m³ / h de agua

Problema 2.

Se desea calentar 3 000 kg / h de alcohol etílico desde 10 hasta 50 ° C usando agua caliente que pasará de 80 a 40 ° C. Para ello se quiere construir un cambiador de tubos concéntricos en el que se permitirá una caída de presión de 0.7 kg / cm². ¿Cuál es el área requerida si se cuenta con tubos de 2.5 y 1.25 pulgadas y de 20 pies de largo, Cd 40 y si se trabaja a contracorriente?

R.- se requieren 7 tramos de 20 pies.

Problema 3.

Se desea enfriar 8 000 kg / h de diésel de 28 ° API desde 121 ° C hasta 93 ° C en un cambiador de calor aletado de doble tubo. El cambiador está formado por una tubería externa de 3 pulgadas Cd. 40 y una interna de 2 pulgadas en la que se montaron 24 aletas longitudinales de 0.5 pulgadas de alto por 0.035 pulgadas de grueso. Como medio de enfriamiento se usará agua que irá de 27 ° C hasta 49 ° C. Se permitirán caídas de presión de hasta 0.7 kg / cm². Los ensuciamientos esperados son de 4.1 x 10⁻⁴ para el diésel y de 6.1 x 10⁻⁴ para el agua.

¿Cuál es el cambiador necesario?

Datos del diésel:

Cpm = 0.53 kcal / kg ° C; viscosidad a 107 ° C = 2.5 cps, viscosidad a 43 ° C = 6.8 cps; conductividad térmica a 107 ° C = 0.103 kcal / h m ° C.

R.- Se requieren dos horquillas de 12.2 m. La caída de presión en el tubo interno es de 0.1147 kg / cm². La caída en el espacio anular es de 0.555 kg / cm².



Problema 4.

Se desea enfriar 2 269 kg / h de un aceite con un Cp = 0.8 kcal / kg ° C desde 125 ° C hasta 65 ° C. Para ello se dispone de agua a razón de 2052 kg / h y a 10 ° C. Si el coeficiente de transferencia de calor es de 73 kcal / h m ° C, determine la longitud del tubo de 3 cm de diámetro interno requerido para el proceso si se opera a) a contracorriente, b) en corriente paralela.

R.- Si se opera a contracorriente se requieren 270.5 m. Si se opera en corriente paralela se requieren 574 m.

Problema 5.

En un intercambiador de tubos concéntricos se calientan 1635 kg / h de agua desde 18 hasta 35 ° c por medio de un aceite que tiene una capacidad calorífica de 0.36 kcal / kg ° c. El aceite entra al intercambiador a 93 ° C y sale a 60 ° c. Determine el área del intercambiador el coeficiente es de 243 kcal / h m ° C y si trabaja a contracorriente.

R.-El área requerida es de 2.25 m².

Problema 6.

Se utiliza un aceite caliente para calentar 360 kg / h de agua de 40 a 80 ° C en un cambiador de doble tubo. Si el coeficiente total de transferencia de calor es de 258 kcal / h m² ° c, encuentre el área requerida si el aceite entra a 105 y sale a 70 ° C.

R.- El área es de 2 m².

Problema 7.

Calcule el coeficiente de transferencia de calor que se obtiene cuando un puré de verduras fluye a razón de 3 m / minuto sobre una placa plana de 0.915 m de largo por 0.61 m de ancho. Del otro lado de la superficie se condensa vapor manteniendo la superficie que está en contacto con el puré a 105 ° c. Suponga que las propiedades del puré son densidad 1044 kg / m³, Cp = 0.95 kcal / kg ° C, viscosidad = 0.2 cps y k = 0.446 cal / h m ° C.

Problema 8.

Se necesitan tratar 2000 barriles por día de queroseno para enfriarlo de 204 ° C hasta 65 ° C utilizando agua que iría de 32 ° C hasta 46 ° C. Diseñe un cambiador de calor de doble tubo para este servicio.

Datos del queroseno a 135 ° C.

Cp = 0.46 kcal / kg ° c, viscosidad 0.4 cps; k = 0.1145 kcal / h m ° C y densidad = 915 kg / m³.

R.- Se requerirá un cambiador de calor de tubos de 3 pulgadas Cd 40 de diámetro interno y un tubo externo de 4 “, Cd 40. Se necesitan 13 tramos de 10 pies. La caída de presión del lado del agua sería de 0.93 kg / cm².

Problema 9.

Calcule el coeficiente de transferencia de calor basado en el área interna y en la externa para agua que pasa por el interior de un tubo de ¾ de pulgada 16 BWG, mientras que en el exterior se condensa vapor, siendo h_i = 10500 kcal / h m ° C, h_o = 12175 kcal / h m² ° C y kw = 102.5 kcal / h m ° C.

Problema 10.

A través del tubo interior de un cambiador de doble tubo fluyen 20 litros / minuto de leche a 50 ° c y salen de él a 18 ° C; para ello se utiliza agua a 10 ° C, la que se introduce a través del espacio anular y sale a 25 ° C. ¿Qué longitud de tubo de una pulgada se requiere?

Suponga un coeficiente total de $780 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$ y un C_p de $0.03 \text{ kcal} / \text{kg } ^\circ \text{C}$ y una densidad de $1199 \text{ kg} / \text{m}^3$ para la leche.

R.-Se requieren 46.13 m de tubo.

Problema 11.

En un intercambiador de calor que funciona a contracorriente se enfría un fluido de $149 \text{ } ^\circ \text{C}$ a $40 \text{ } ^\circ \text{C}$, mientras el otro se calienta de $37 \text{ } ^\circ \text{C}$ a $121 \text{ } ^\circ \text{C}$. Los coeficientes totales en los puntos terminales estimados son de 585 y de $292 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$ ¿Cuál es el flujo de calor por unidad de área?

R.- El flujo es de $4\,173 \text{ kcal} / \text{h m}^2$

Problema 12.

En el tubo interior de un intercambiador de doble tubo se enfría benceno desde $55 \text{ } ^\circ \text{C}$ a $32 \text{ } ^\circ \text{C}$. El agua de enfriamiento fluye a contracorriente con el benceno, entrando al espacio anular a $15 \text{ } ^\circ \text{C}$ y saliendo a $27 \text{ } ^\circ \text{C}$. El intercambiador consiste en una tubería interna de cobre de $7/8$ de pulgada 16 BWG, enchaquetada con una tubería externa de acero de 1.5 pulgadas de Cd 40. La velocidad del benceno en la tubería es de $1.5 \text{ m} / \text{s}$ y la del agua de $1.25 \text{ m} / \text{s}$. Despreciando las resistencias por ensuciamiento y por la pared del tubo obtenga el coeficiente del benceno y del agua y el coeficiente total basado en el área externa de la tubería interna.

R.- El coeficiente del benceno es de 1630, el del agua de 3000 y el total de $1020 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$.

Problema 13.

Un aceite para motores de las características que se dan más abajo se calienta de 65 hasta $121 \text{ } ^\circ \text{C}$ en una tubería de $1/4$ de pulgada Cd 40 y 4.5 m de longitud. La pared del tubo se encuentra a $176 \text{ } ^\circ \text{C}$ ¿Cuánto aceite puede calentarse en kg / h ? ¿Cuál es el coeficiente de transferencia de calor del aceite?

Las propiedades del aceite son las siguientes: Conductividad térmica $0.122 \text{ kcal} / \text{h m } ^\circ \text{C}$, C_p de $0.48 \text{ kcal} / \text{kg } ^\circ \text{C}$ y viscosidad de:

Temperatura $^\circ \text{C}$	Viscosidad en cps
65.5	6
12	3.3
176	1.37

R.- Se pueden calentar $43.5 \text{ kg} / \text{h}$. El coeficiente de transferencia de calor es de $105 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$

Problema 14.

Se desean enfriar $4000 \text{ kg} / \text{h}$ de una disolución acuosa de etanol desde $70 \text{ } ^\circ \text{C}$ a $40 \text{ } ^\circ \text{C}$ con una corriente de $10\,000 \text{ kg} / \text{h}$ de agua que circula a contracorriente y cuya temperatura inicial es de $20 \text{ } ^\circ \text{C}$. Se piensa utilizar un cambiador de calor de tubos concéntricos hecho de acero. La disolución alcohólica circulará por el tubo interno cuyo diámetro es de 0.06 m

Y su espesor de 0.004 m. El diámetro del tubo externo es de 0.1 m. Calcule la temperatura de salida del agua y la longitud necesaria del cambiador.

R.- La temperatura de salida del agua es de 28.4 ° C y se requiere una longitud de 42 m

Problema 15.

En un intercambiador de calor de tubos concéntricos se utiliza vapor de agua saturado que condensa a 150 ° C para calentar 3000 kg / h de un petróleo desde 20 a 95 ° C. El vapor circula por el espacio anular entre ambos tubos y su coeficiente es de 2240 kcal / h m² ° C. El coeficiente individual del lado del petróleo es de 334 kcal / h m² ° C. Las resistencias por ensuciamiento y por conducción a través de la pared del tubo pueden considerarse despreciables. Las dimensiones del tubo interno son: Diámetro interior 7.5 cm, diámetro exterior 10.5 cm. El Cp del petróleo es de 477 kcal / kg ° C. Calcule la longitud necesaria del cambiador.

R.- 17 m.

Problema 16.

Para calentar 10 000 kg /h de un aceite desde 35 hasta 85 °C se emplea un cambiador de calor de tubos concéntricos calentado con vapor de agua saturado que se condensa a 104 ° C en el espacio anular entre tubos. Por una avería de la caldera, disminuye la cantidad de vapor manteniéndose constante la temperatura de condensación, pero el coeficiente de transferencia de calor total disminuye en un 42 % respecto al valor inicial. Calcule la nueva temperatura de salida del aceite.

Datos

Cpm del aceite 0.6 kcal / kg ° C; h del aceite 600 kcal / h m² ° C

Valor inicial del coeficiente individual del vapor h = 1000 kcal / h m² ° C

Considere despreciable la resistencia del tubo al paso del calor.

R.- la Temperatura de salida es de 71 ° C

Problema 17.

Se calienta petróleo crudo a razón de 1000 kg / h en el interior de un intercambiador de doble tubo desde 32 ° C hasta 93 ° C. El calor lo proporciona el queroseno que entra a 232 ° C en el espacio anular. Si la temperatura de acercamiento (diferencia de temperaturas mínima entre fluidos) es de 10 ° C, determine el área de transferencia y el queroseno requerido, si se opera a) a contracorriente, y b) en paralelo.

Datos

Coficiente total Uo = 390 kcal / m² ° C; capacidad calorífica del crudo = 0.56 kcal / kg ° C; capacidad calorífica del queroseno = 0.6 kcal / kg ° C

R.- En contracorriente se requieren 299.5 kg /h de queroseno y 1.787 m² de área. En paralelo se requieren 441.34 kg /h y un área de 1.3815 m².

Problema 18.

En una instalación frigorífica es necesario enfriar un líquido cuyo gasto es de 275 kg /h desde 120 °C hasta 50 ° C. El calor específico del líquido es de 0.73 kcal / kg ° C. Como refrigerante se usa agua a una temperatura de 10 ° C y un gasto de 1 100 kg /h. Determine el área de transferencia de calor requerida si el coeficiente de transferencia de calor es de 869 kcal /h m² ° C y si se opera a) a contracorriente, b) en paralelo.

R.- Si se opera a contracorriente se requieren 0.25 m². Si se opera en paralelo 0.275 m².

Problema 19.

En un cambiador de calor con 8 m² de área se introduce un líquido a razón de 225 kg /h con una capacidad calorífica de 0.724 kcal / kg ° C y a 120 ° C. Para enfriarlo se usa agua a razón de 1000 kg /h y a 10 ° C. Si el coeficiente total de transferencia de calor es de 30 kcal / h m² ° C. Determine las temperaturas finales y la cantidad de calor transmitido si se opera en paralelo.

R.- La temperatura final del líquido es de 41 ° C y la del agua de 23.9 ° C. El calor transmitido es de 12 903 kcal/h.

Problema 20.

En el problema anterior, ¿Cuáles serían las temperaturas y el calor transmitido si se opera a contracorriente?

R.-La temperatura del líquido será de 37.5 ° C; la del agua de 23.2 ° C. El calor transmitido será de 13 488 kcal /h.

Problema 21.

Determine el área de la superficie de transferencia de calor que se necesita para que un intercambiador de calor construido con un tubo de 0.0254 m de diámetro externo enfríe 6.93 kg /s de una solución de alcohol etílico al 95 % Cp =0.91 kcal / kg ° C desde 65.6 ° C hasta 39.4 °C utilizando 6.3 kg / s de agua a 10 ° C. El tubo externo es de 2 pulgadas.

R.- El área es de 42.7 m².

Problema 22.

Se calienta agua a razón de 68 kg / minuto de 35 a 75 ° C por medio de aceite que tiene un calor específico de 0.45 kcal / kg ° C. El cambiador empleado es de doble tubo y opera a contracorriente. El aceite entra al intercambiador a 110 ° C y lo deja a 75 ° C. El coeficiente de transferencia de calor es de 320 kcal / h m² ° C. Calcule el área del intercambiador.

R.- El área es de 16 m².

Problema 23.

A un intercambiador de calor de doble tubo se introducen 10 000 kg /h de aceite a 200°C. El aceite se va a enfriar con 3000 kg /h de agua que está a 20 ° C. El coeficiente de

transferencia de calor basado en el área externa es de $300 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$, el área del intercambiador es de 17.5 m^2 estime la temperatura de salida del aceite si se opera a) en flujo paralelo y b) a contracorriente.

Dato. La capacidad calorífica del aceite es de $0.45 \text{ kcal} / \text{kg } ^\circ \text{C}$.

R.- La temperatura de salida en paralelo es de $120 \text{ } ^\circ \text{C}$, la temperatura de salida a contracorriente es de $140 \text{ } ^\circ \text{C}$.

Problema 24.

Se deben enfriar $3140 \text{ kg} / \text{h}$ de un aceite de $232 \text{ } ^\circ \text{C}$ hasta $177 \text{ } ^\circ \text{C}$ utilizando $33\,000 \text{ kg} / \text{h}$ de petróleo que se calienta de 148 a $155 \text{ } ^\circ \text{C}$.

Se disponen de tubos de 6 m de largo de 4 pulgadas y de 2 pulgadas. El C_p del aceite es de 0.62 y el petróleo de $0.585 \text{ kcal} / \text{kg } ^\circ \text{C}$. La viscosidad media del aceite es de 3 cps y la del petróleo de 2 cps . El Prandtl del aceite es de 4 y el del petróleo de 2.5 . ¿Cuántas horquillas se requieren?

R.- Se necesitan 7 horquillas.

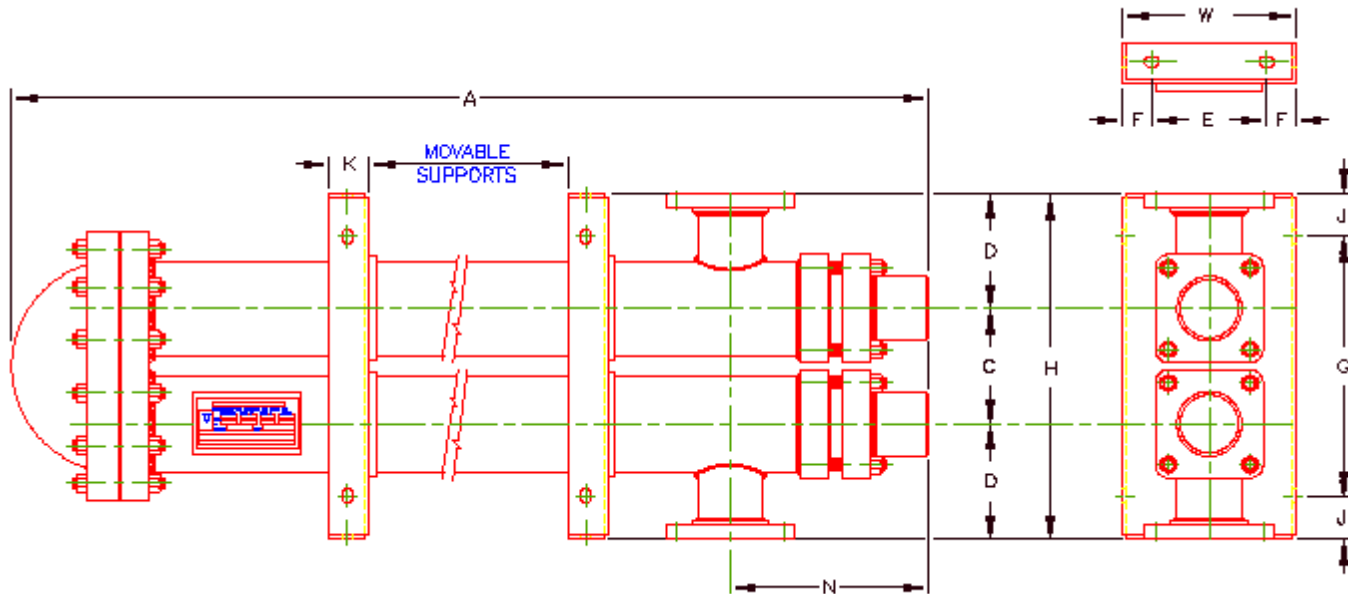
Tubos aletados.

HEAT EXCHANGER DESIGN, INC. Ofrece tubos con aletas longitudinales desde $\frac{3}{4}$ " OD y hasta 6 " IPS. Las Alturas de las aletas están van de $\frac{1}{4}$ " a 1 ". La cantidad de aletas va de 16 aletas por tubo de $\frac{3}{4}$ " OD hasta 64 aletas por tubo de 6 " IPS.

FIN TUBES:

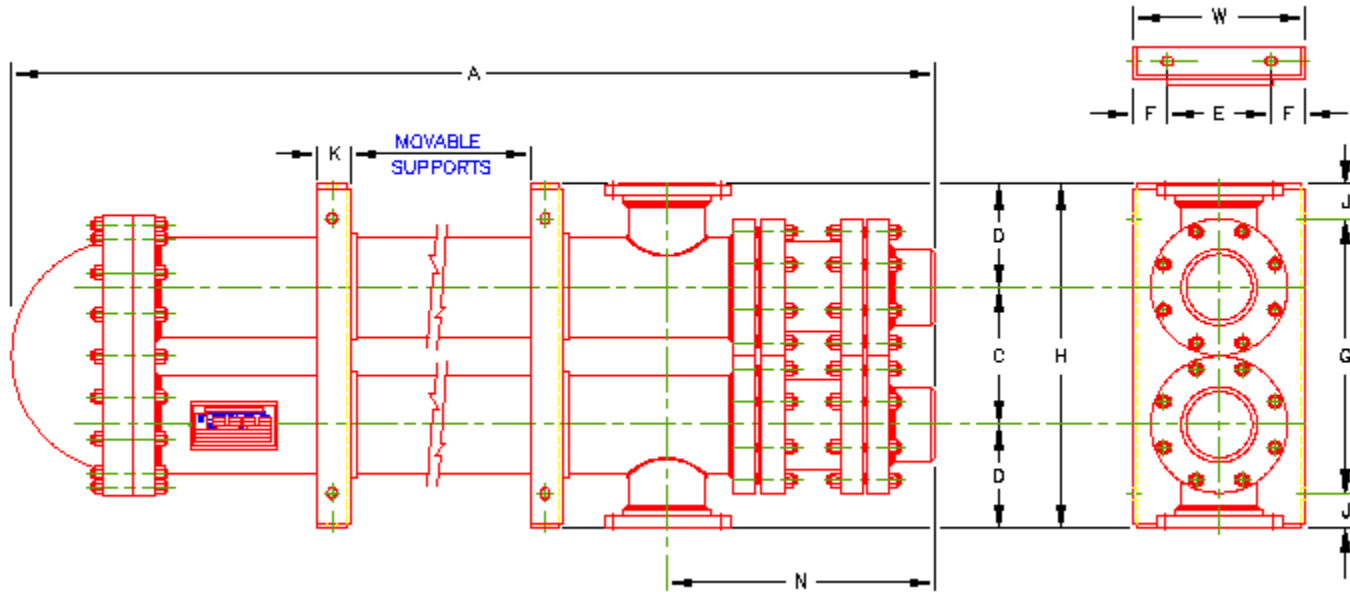
HEAT EXCHANGER DESIGN, INC. offers longitudinal fin tubes starting from 3/4" OD tubes and up to 6" IPS. Fin heights are 1/4" to 1". Fin density is available from 16 fins per tube maximum for 3/4" OD tubes to 64 fins per tube on 6" IPS.

PIPE OR TUBE SIZE	NUMBER OF FINS	TOTAL AREA OF FINNED TUBES (SQ.FT / FT. OF LINEAL LENGTH)						
		HEIGHT OF LONGITUDINAL FIN						
		1/4"	5/16"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	1"
3/4" OD	12	0.693	0.821	0.946	1.196	1.446	1.696	2.196
	16	0.863	1.032	1.196	1.529	1.863	2.196	2.863
7/8" OD	16	0.896	1.062	1.129	1.562	1.896	2.229	2.896
	20	1.062	1.271	1.479	1.895	2.312	2.729	3.562
1" OD	16	0.926	1.095	1.262	1.595	1.928	2.262	2.928
	20	1.095	1.303	1.512	1.928	2.345	2.762	3.595
	24	1.262	1.512	1.762	2.262	2.762	2.762	4.262
1" I.P.S.	16	1.011	1.178	1.047	1.380	1.713	2.047	2.713
	24	1.344	1.594	1.844	2.344	2.844	3.344	4.344
1-1/2" I.P.S.	24	1.357	1.747	1.997	2.497	2.997	3.497	4.497
	32	1.831	2.164	2.497	3.164	3.831	4.497	5.831
	40	2.164	2.581	2.997	3.831	4.664	5.497	7.164
2" I.P.S.	24	1.622	1.872	2.122	2.622	3.122	3.622	4.622
	32	1.955	2.288	2.622	3.288	3.955	4.622	5.955
	40	2.288	2.705	3.122	3.955	4.788	5.622	7.288
	48	2.622	3.122	3.622	4.622	5.622	6.622	8.622
2-1/2" I.P.S.	24	1.753	2.003	2.253	2.753	3.253	3.753	4.753
	32	2.086	2.419	2.753	3.419	4.086	4.753	6.086
	40	2.419	2.836	3.253	4.086	4.919	5.753	7.419
	48	2.753	3.253	3.753	4.753	5.753	6.753	8.753
3" I.P.S.	24	1.916	2.166	2.416	2.916	3.416	3.916	4.916
	48	2.916	3.416	3.916	4.916	5.916	6.916	8.916
	56	3.250	3.833	4.416	5.583	6.750	7.916	10.250
3-1/2" I.P.S.	32	2.381	2.714	3.047	3.714	4.380	5.047	6.380
	48	2.916	3.416	3.916	4.916	5.916	6.916	8.916
	56	3.250	3.833	4.416	5.583	6.750	7.916	10.250
4" I.P.S.	48	3.178	3.678	4.178	5.178	6.178	7.178	9.178
	56	3.511	4.095	4.678	5.845	7.011	8.178	10.511
	64	3.845	4.511	5.178	6.511	7.845	9.178	11.845
6" I.P.S.	48	3.734	4.234	4.734	5.734	6.734	7.734	9.734
	64	4.401	5.068	5.734	7.068	8.401	9.734	12.401
	72	4.734	5.484	6.234	7.734	9.234	10.734	13.734



Physical Dimensions Standard Closure

Shell Size	Overall Nom.+A	Length	Nozzle	Width	Height	Center	Nozzle	Movable Bracket Dimension				
			N					W	H	C	D	E
2"	Nom + 19 1/8"	17 7/8"	8"	8"	13 1/2"	4 1/2"	4 1/2"	5"	1 1/2"	9 1/2"	2"	2 3/4"
2 1/2"	Nom + 19 1/8"	17 7/8"	8"	8"	13 1/2"	4 1/2"	4 1/2"	5"	1 1/2"	9 1/2"	2"	2 3/4"
3"	Nom + 19 1/8"	18 1/8"	8"	8"	13 1/2"	4 1/2"	4 1/2"	5"	1 1/2"	9 1/2"	2"	2 3/4"
3 1/2"	Nom + 19 11/16"	19 3/8"	10"	10"	16"	6"	5"	7"	1 1/2"	10"	3"	2 3/4"
4"	Nom + 19 11/16"	19 3/8"	10"	10"	16"	6"	5"	7"	1 1/2"	10"	3"	2 3/4"
5"	Nom + 25 11/16"	22 3/16"	12"	12"	24"	8"	8"	8"	2"	18"	3"	2 3/4"
6"	Nom + 25 11/16"	22 3/16"	12"	12"	24"	8"	8"	8"	2"	18"	3"	2 3/4"
8"	Nom + 28 1/4"	23 3/8"	15"	15"	30"	12"	9"	9"	3"	24"	3"	2 7/8"
10"	Nom + 32 3/4"	26"	18"	18"	35"	15"	10"	12"	3"	27"	4"	2 7/8"
12"	Nom + 34 3/4"	27"	20"	20"	40"	18"	11"	14"	3"	32"	4"	2 7/8"
16"	Nom + 38 7/16"	32 7/16"	24"	24"	48"	24"	12"	19"	3"	38"	5"	2 7/8"



Physical Separated Head Closure

Dimensions

Shell Size	Overall Length Nom.+A	Nozzle N	Width W	Height H	Center C	Nozzle D	Movable Bracket Dimension					
							E	F	G	J	K	
2"	Nom + 19 1/8"	17 7/8"	8"	13 1/2"	4 1/2"	4 1/2"	5"	1 1/2"	9 1/2"	2"	2 3/4"	
2 1/2"	Nom + 19 1/8"	17 7/8"	8"	13 1/2"	4 1/2"	4 1/2"	5"	1 1/2"	9 1/2"	2"	2 3/4"	
3"	Nom + 19 1/8"	18 1/8"	8"	13 1/2"	4 1/2"	4 1/2"	5"	1 1/2"	9 1/2"	2"	2 3/4"	
3 1/2"	Nom + 19 11/16"	19 3/8"	10"	16"	6"	5"	7"	1 1/2"	10"	3"	2 3/4"	
4"	Nom + 19 11/16"	19 3/8"	10"	16"	6"	5"	7"	1 1/2"	10"	3"	2 3/4"	
5"	Nom + 25 11/16"	22 3/16"	12"	24"	8"	8"	8"	2"	18"	3"	2 3/4"	
6"	Nom + 25 11/16"	22 3/16"	12"	24"	8"	8"	8"	2"	18"	3"	2 3/4"	
8"	Nom + 28 1/4"	23 3/8"	15"	30"	12"	9"	9"	3"	24"	3"	2 7/8"	
10"	Nom + 32 3/4"	26"	18"	35"	15"	10"	12"	3"	27"	4"	2 7/8"	
12"	Nom + 34 3/4"	27"	20"	40"	18"	11"	14"	3"	32"	4"	2 7/8"	
16"	Nom + 38 7/16"	32 7/16"	24"	48"	24"	12"	19"	3"	38"	5"	2 7/8"	

Capítulo III

Cambiadores de calor de serpentines y chaqueta



Capítulo III

Intercambiadores de calor se serpentín y chaqueta

Son cambiadores de calor sencillos empleados para calentamiento o enfriamiento, se usan mucho como parte de los alambiques, los reactores y las ollas de cocción. Los cambiadores de calor de serpentín y de chaqueta están por lo general provistos de equipo de agitación para mejorar los coeficientes.

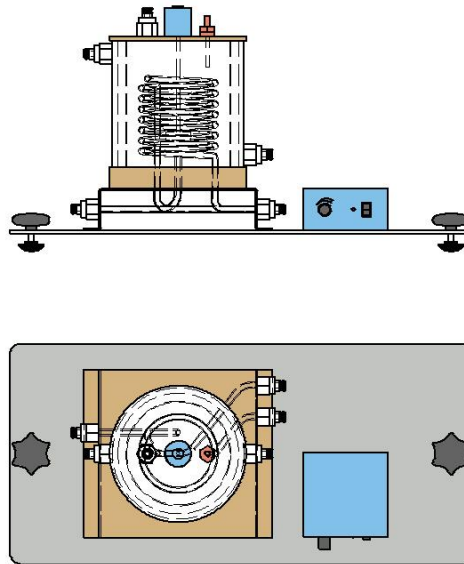
Como en los otros cambiadores ya vistos, la ecuación general de diseño es:

$$Q = U_o A_o \Delta T_{ln}$$

Serpentines

Son tubos arrollados en espiral que se colocan en el interior de los tanques a los que se desea calentar o enfriar. Por lo general por el interior del serpentín se introduce el agua de enfriamiento o el vapor de calentamiento.





En esos cambiadores el coeficiente total de transferencia de calor basado en el área externa es:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + Rdo + \frac{x Do}{k_w Dw_m} + \frac{Do}{Di h_i} + Rdi \frac{Do}{Di}}$$

En donde h_o es el coeficiente de transferencia de calor individual externo.

Rdo la resistencia externa por ensuciamiento.

Rdi la resistencia interna por ensuciamiento;

h_i es el coeficiente individual interno,

Do el diámetro externo del tubo,

Di el diámetro interno del tubo,

x el espesor del tubo,

k_w la conductividad térmica del material con el que está fabricado el tubo

Dw es el diámetro medio del tubo.

El coeficiente **interno h_i** , dependerá del fenómeno que se produzca, que en general está dado por:

a) Convección forzada sin cambio de fase.

b) Convección con cambio de fase (Condensación).

Para los casos a y b se deberá emplear lo dicho en los cambiadores de doble tubo.

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor para el lado del interior del tanque **h_o** :

$$\frac{h_o D_r}{k} = a \left(\frac{Da^2 N \rho}{\mu} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{Cp \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

Los valores de **a** dependen del tipo de calentador y del agitador empleado.

Agitador	Superficie	a
Turbina	Chaqueta	0.62
Turbina	Serpentín	1.5
Paletas	Chaqueta	0.36
Paletas	Serpentín	0.87
Ancla	Chaqueta	0.54
Propela	Chaqueta	0.54
Propela	Serpentín	0.83

¿Cómo se calcula la potencia requerida en un agitador?

¿Para qué se emplean los deflectores o baffles?

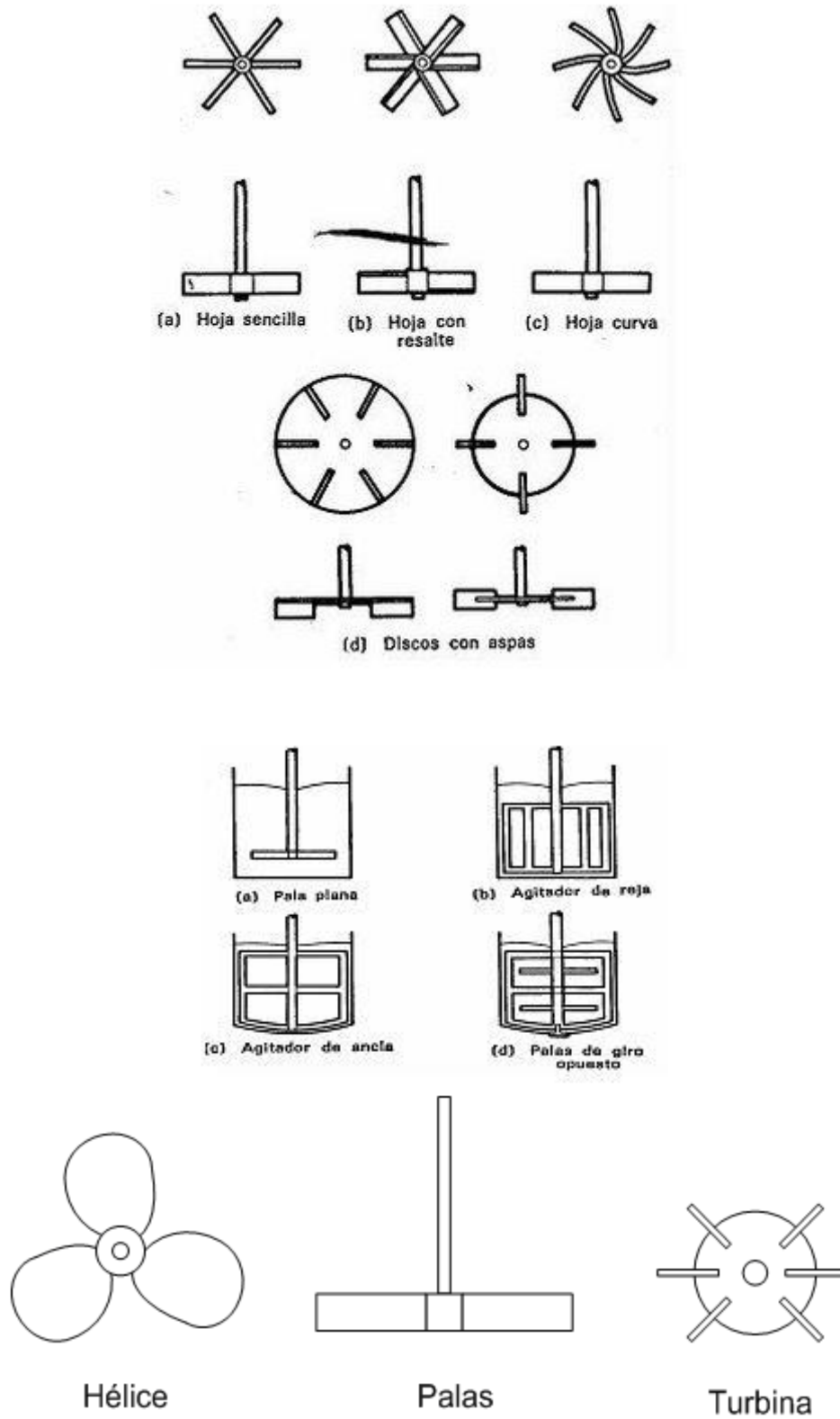


Fig. 19.- Tipos de agitadores.

Cálculo de la potencia del agitador

La agitación se puede llevar a cabo en tanques con deflectores o mamparas o sin éstas. Si el tanque no tiene mamparas se presenta el vórtice.

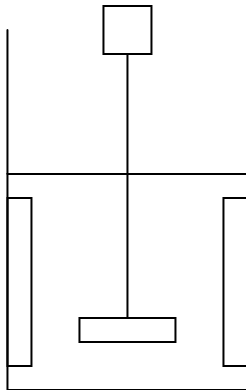


Fig 20.- Agitador con mamparas

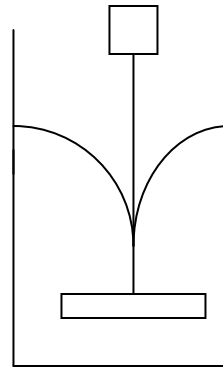


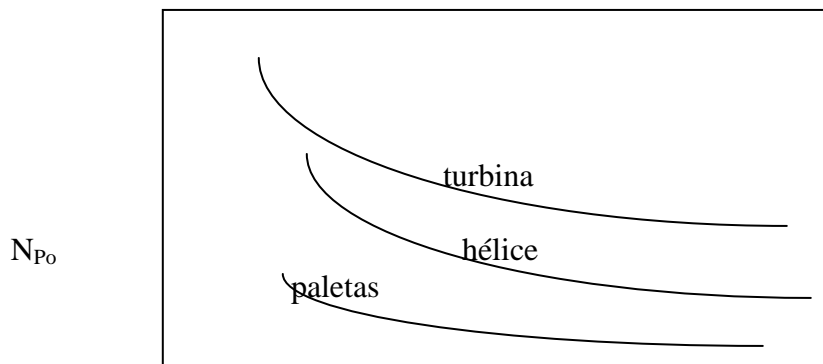
Fig.21.- Agitador sin mamparas

Cuando se presenta vórtice se requiere evaluar un número adimensional llamado de Froude, que toma en cuenta los efectos del vórtice.

$N_{Fr} = \frac{DaN^2}{g}$ en donde Da es el diámetro del agitador, N son las revoluciones por segundo del agitador y g la aceleración de la gravedad.

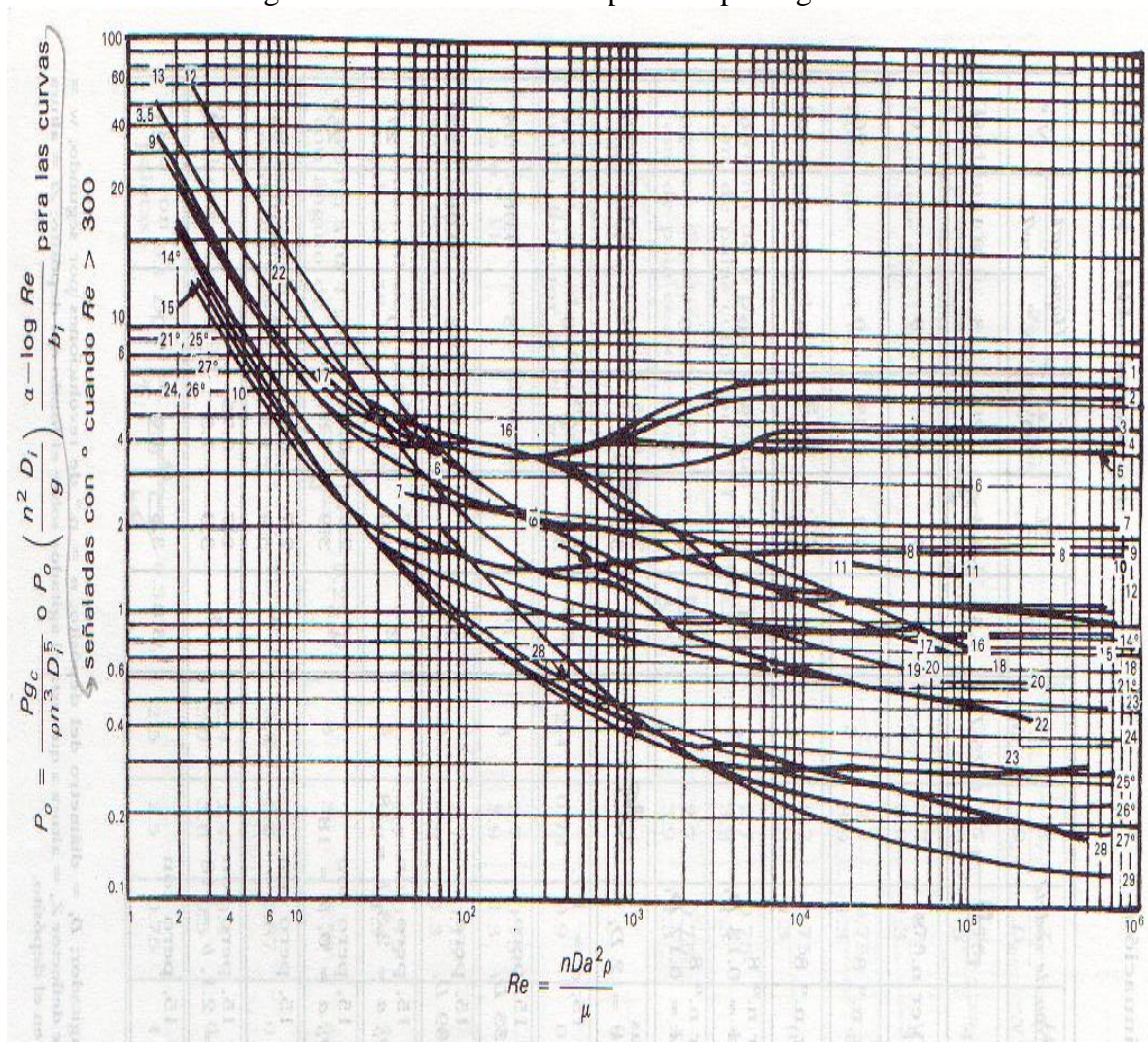
Para obtener la potencia requerida para la agitación se tienen correlaciones empíricas que se presentan relacionando el número de potencia $N_{Po} = \frac{P}{\rho N^3 Da^5}$ con el número de

Reynolds. $Re = \frac{Da^2 N \rho}{\mu}$ Una forma simple de presentar estas correlaciones es mediante una gráfica como la siguiente:






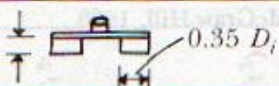






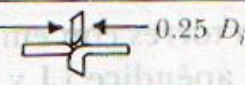

Re



Fig. 22.- Gráfica de factor de potencia para agitadores.



Las gráficas están confeccionadas para ciertas relaciones de diámetro de tanque al impulsor o de ancho de a mamparas a diámetro de tanque, etc.

Tipo de rodete	$\frac{D_i}{D_i}$	$\frac{Z_i}{D_i}$	$\frac{Z_i}{D_i}$	Hojas cort.		N.º
				N.º	w/D_i	
Turbina de 6 palas planas $0.25 D_i$ 	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.17	1
Igual que en el n.º 1	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.10	2
Igual que en el n.º 1	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.40	4
Igual que en el n.º 1; $a = 1, b = 40$	3	2.7-3.9	0.75-1.3	0		14º
Turbina de 6 palas curvadas Tam. de palas como en n.º 1 	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.10	3
Turbina 6 palas forma flecha Tam. de pala como en n.º 1 	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.10	5
Turbina radial con anillo deflector 				0		7
Turbina cerrada, de 6 palas. Anillo deflector de 20 hojas.	2.4	0.74	0.9	0		11
Semejante, más no idéntica a la n.º 11	3	2.7-3.9	0.75-1.3	0		12
Igual que la 12, pero sin anillo deflector.	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.10	13
Turbina axil de 8 palas con ángulo de 45º. Ver n.º 17	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.10	9
Turbina axil 4 palas con ángulo de 60º 	3	3	0.50	0		17
Turbina axil de 4 palas con ángulo de 45º. Ver n.º 17.	5.2	5.2	0.87	0		19
Igual que la n.º 19	2.4-3.0	2.4-3.0	0.4-0.5	0		22
Disco con 16 paletas $0.1 D_i$ 	2.5	2.5	0.75	4	0.25	6

Tipo de rodete	$\frac{D_i}{D_i}$	$\frac{Z_i}{D_i}$	$\frac{Z_i}{D_i}$	Hojas cort.		N.º
				N.º	w/D _i	
Turbina de 6 palas planas 0.25 D _i 	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.17	1
Igual que en el n.º 1	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.10	2
Igual que en el n.º 1	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.40	4
Igual que en el n.º 1; a = 1. b = 40	3	2.7-3.9	0.75-1.3	0		14º
Turbina de 6 palas curvadas Tam. de palas como en n.º 1 	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.10	3
Turbina 6 palas forma flecha Tam. de pala como en n.º 1 	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.10	5
Turbina radial con anillo deflector 				0		7
Turbina cerrada, de 6 palas. Anillo deflector de 20 hojas.	2.4	0.74	0.9	0		11
Semejante, más no idéntica a la n.º 11	3	2.7-3.9	0.75-1.3	0		12
Igual que la 12, pero sin anillo deflector.	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.10	13
Turbina axial de 8 palas con ángulo de 45º. Ver n.º 17	3	2.7-3.9	0.75-1.3	4	0.10	9
Turbina axial 4 palas con ángulo de 60º 	3	3	0.50	0		17
Turbina axial de 4 palas con ángulo de 45º. Ver n.º 17.	5.2	5.2	0.87	0		19
Igual que la n.º 19	2.4-3.0	2.4-3.0	0.4-0.5	0		22
Disco con 16 paletas 0.1 D _i 	2.5	2.5	0.75	4	0.25	6

Tipo de rodete	$\frac{D_r}{D_i}$	$\frac{Z_r}{D_i}$	$\frac{Z_l}{D_i}$	Hojas cort.		N.º
				N.º	w/D_i	
Dos paletas  $0.25 D_i$	4.35	4.3	0.29	3	0.11	8
Cuatro paletas. Ver n.º 8	3	3	0.5	0		16
Dos paletas. Ver n.º 8	3	3.2	0.33	0		20
Dos paletas. Ver n.º 8	3	2.7- 3.9	0.75- 1.3	4	0.10	10
Dos paletas. Ver n.º 8 Ancho de paleta = $0.13 D_i$	1.1	0.5	0.19	0		29
Dos paletas. Ver n.º 8 Ancho de paleta = $0.17 D_i$	1.1	0.4	0.10	0		29
Hélice de 3 palas  Paso de la hélice = $2 D_i$	3	2.7- 3.9	0.75- 1.3	4	0.10	15
Igual que el n.º 15; $a = 1.7$, $b = 18$	3.3	2.7- 3.9	0.75- 1.3	0		21º
Igual que el n.º 15, pero con paso = $1.33 D_i$	16			3	0.06	18
Igual que el n.º 15, pero con paso = $1.09 D_i$	9.6			3	0.06	23
Igual que el n.º 15, pero con paso = $1.05 D_i$, $a = 2.3$, $b = 18$	2.7	2.7- 3.9	0.75- 1.3	0		27º
Igual que el n.º 15, pero con paso = $1.04 D_i$, $a = 0$, $b = 18$	4.5	2.7- 3.9	0.75- 1.3	0		25º
Igual que el n.º 15, pero con paso = D_i	3	2.7- 3.9	0.75- 1.3	4	0.10	24
Igual que el n.º 15, pero con paso = D_i ; $a = 2.1$, $b = 18$	3	2.7- 3.9	0.75- 1.3	0		26º
Igual que el n.º 15, pero con paso = D_i	3.8	3.5	1.0	0		28

D_r = diámetro del rodete; D_i = diámetro del depósito; n = n.º de revoluciones por segundo; w = ancho de las hojas del deflector; Z_r = altura a que está el rodete sobre el fondo del depósito; Z_l = altura del nivel del líquido en el depósito.

$\frac{D_T}{Da}$; $\frac{Z_L}{Da}$; $\frac{Z_i}{Da}$; $\frac{W}{Da}$ en donde D_T es el diámetro del tanque, Z_L la altura del líquido en el tanque, Z_i la distancia del impulsor al fondo del tanque y W la anchura de las mamparas. Si no se encuentra el diseño requerido en la gráfica, se puede corregir la potencia leída por:

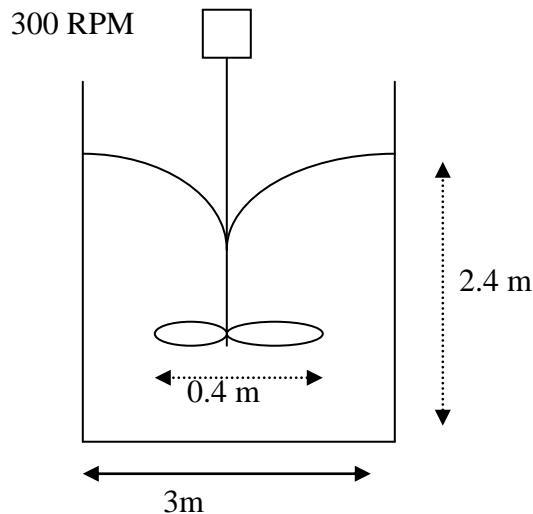
$$\sqrt{\frac{\left(\frac{D_T}{Da}\right)\left(\frac{Z_L}{Da}\right)_{deseado}}{\left(\frac{D_T}{Da}\right)\left(\frac{Z_L}{Da}\right)_{de\ gr\acute{a}fica}}$$

Ejemplo 1.

Calcule la potencia requerida por un agitador de hélice de tres palas y paso igual a su diámetro. El agitador tiene 40 cm de diámetro y gira a 300 RPM .en una solución de sosa caústica al 30% en peso y a 20 ° C en un tanque a) sin deflectores y de 3 m de diámetro b) con deflectores. La profundidad del líquido es de 2.4 m.

La densidad de la solución es de 1297 kg/ m³ y la viscosidad de 13 cps.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

En este caso la potencia está relacionada con el Froude y el Reynolds.

3.- Cálculos.

3.1.- Caso a)

$$Re = \frac{300 \times (0.4)^2 (1297)}{60 \times 13 \times 10^{-3}} = 79800$$

Como el Reynolds es mayor de 300 se presenta vórtice. En este caso la curva de potencia es la 28 del apéndice.

$$Fr = \frac{8.81}{5^2 (0.4)} = 0.9$$

Para el caso indicado $a = 2.1$, $b = 18$

$$Fr^{\frac{a-\log Re}{b}} = (0.9)^{\frac{2.1-\log(79800)}{18}} = 1.0165$$

De la gráfica del apéndice LIII

$$\frac{Po}{Fr^{\frac{a-\log Re}{b}}} = 0.245$$

$$\therefore Po = 0.249$$

$$0.249 = \frac{Po(9.81)}{(5)^3 (0.4)^5 (1297)}$$

$Po = 42.14 \text{ kgm/s} = 413.47 \text{ W}$.

3.2.- Caso b)

En este caso no se presentan vórtices. La curva requerida es la 24

Para Reynolds de 79800

Número de potencia = 0.5

$$0.5 = \frac{Po(9.81)}{(5)^3 (0.4)^5 (1297)}$$

$Po = 84.61 \text{ kgm /s} = 830 \text{ W}$

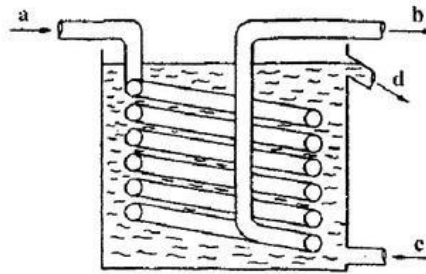
4.-Resultados.

Para el tanque sin deflectores la potencia requerida es de 414 W para el tanque con deflectores de 830 W.

Ejemplo 2.

Diseñe un intercambiador de calor de serpentín para calentar 1000 kg /h de agua desde 20 hasta 50 ° C empleando vapor de agua saturado a 2 kg /cm². El intercambiador de calor estará trabajando en la ciudad de México.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

Balance de energía

$$Q_g = Q_p$$

$$Q_g = M_1 C_{p1} (T_2 - T_1)$$

$$Q_p = M_3 (H_3 - H_4)$$

$$Q = U_o A_o \Delta T_{lm}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Calor

$$Q = 1000(1) (50-20) = 30\,000 \text{ kcal /h}$$

Presión absoluta del vapor = 2+0.79 kg /cm²

Eso corresponde a un vapor saturado con una temperatura de 131 ° C y por lo tanto H₃=650 kcal /kg y H₄ = 131 kcal /kg

Por lo tanto

$$30\,000 = M_3 (650-131)$$

$$M_3 = 57.8 \text{ kg /h}$$

3.2.- Diferencia media logarítmica de temperaturas

$$\Delta T_{lm} = \frac{111 - 81}{\ln \frac{111}{81}} = 95.21$$

3.3.- Ecuación de diseño

$$Q = U_o A_o \Delta T_{lm}$$

Para poder resolver este problema se debe suponer un valor del coeficiente. Suponiendo que este sea de alrededor de 1200 kcal /h. entonces:

$$30\,000 = 1200 A_o (95.21)$$

$$A_o = 0.2625 \text{ m}^2$$

3.4.- Tamaño del tanque (primera suposición)

Si se tiene una capacidad para 1 metro cúbico.

$$V = 1 \text{ m}^3 = 0.785 D^2 H$$

Si el diámetro del tanque es de 1 m, entonces H = 1.273 m

Suponiendo que se emplee un agitador de turbina con 6 paletas planas y con mamparas

$$\frac{D_T}{D_a} = 3 ; \frac{Z_i}{D_a} = 3 ; \frac{Z_i}{D_a} = 0.75 ; \frac{W}{D_a} = 0.17$$

Entonces $D_a = 0.333 \text{ m}$; $Z_l = 0.333$; $Z_i = 0.0249$; $W = 0.0566 \text{ m}$

3.5 Coeficiente

Para la agitación de un tanque

$$\frac{h_o D_T}{k} = a \left(\frac{D_a^2 N \rho}{\mu} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

Para una turbina con serpentín $a = 1.5$

Temperatura media del agua = 35 ° C propiedades del agua a 35° C

$C_p = 1 \text{ kcal /kg } ^\circ \text{C}$; $k = 0.54 \text{ kcal /h m } ^\circ \text{C}$; $\rho = 994.06 \text{ kg / m}^3$; $\mu = 0.7225 \text{ cps}$.

Si trabajamos con 15 RPM

Entonces:

$$\frac{h_o(1)}{0.54} = 1.5 \left(\frac{0.305 \times 15 \times 994}{60 \times 0.7225 \times 10^{-3}} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{1 \times 0.7225 \times 10^{-3} \times 3600}{0.54} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$h_o = 3017 \text{ kcal /hm}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Si el serpentín es de ½ pulgada cédula 80

Entonces $D_o = 2.134 \text{ cm}$, $D_i = 1.387 \text{ cm}$ $x = 0.373 \text{ cm}$

Coeficiente interno esperado para vapor de agua que se condensa en el interior de un tubo

$$h_i = 5000 \text{ kcal /h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

El coeficiente total de transferencia de calor basado en el área externa es:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{di} \frac{D_o}{D_i} + \frac{x D_o}{k D_w}}$$

Suciedades esperadas $R_{do} = 3 \times 10^{-4}$; $R_{di} = 6.14 \times 10^{-5}$; $D_o / D_i = 0.153$; $D_w = 1.7565$; $k = 38$

Entonces:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{3017} + 3 \times 10^{-4} + \frac{0.153 \times 2.134}{38 \times 1.7565} + \frac{1.53}{5000} + 1.53 \times 6.14 \times 10^{-5}}$$

$$= 819 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ \text{C}}$$

De acuerdo con esto el área de transferencia sería de:

$$30000 = 819 A_o \quad (95.21)$$

$A_o = 0.3844 \text{ m}^2$, por lo tanto la longitud del serpentín sería de:

$$0.3844 = \pi (0.02134) L; L = 5.73$$

Si el diámetro del serpentín fuera de 0.5 m el número de espirales del serpentín sería:

$$\pi D_s N = L$$

$$3.1416 (0.5) (N) = 5.73$$

Por lo tanto $N = 4$ espirales.

3.5.- Potencia consumida por el agitador.

De acuerdo con los datos el agitador empleado pertenece a la curva 1 Potencia.

A partir de la gráfica 7

$$7 = \frac{9.81 P}{994 \times \left(\frac{15}{60}\right)^3 \times (0.305)^5}$$

$$P = 0.02914 \text{ kgm/s} = 0.25 \text{ HP}$$

4.- Resultados.

Se requiere un tanque de 1 m de diámetro, un agitador de turbina de 174 de caballo y un serpentín de 8 m con espirales de 0.5 m. El área del serpentín es de 0.4 m^2 y éste es de acero al carbón de $\frac{1}{2}$ pulgada cédula 80.

Serpentines sumergidos.

Los serpentines sumergidos son ampliamente utilizados en la industria para calentar líquidos confinados en tanques. Para el calentamiento por lo general se emplea vapor de agua y los serpentines se colocan ya sea en el piso del recipiente o a los lados.



Serpentín para colocarse en el fondo de un tanque.

El área requerida de calentamiento si se usa un serpentín se calcula por medio de:

$$Q = UA\Delta T$$

El valor del coeficiente U se puede obtener a partir de correlaciones a mediante tablas como la mostrada.

Tabla 1

Table 2.10.1 Heat emission rates for steam coils submerged in water

Customary overall heat transfer coefficients		U (W/m²°C)
Mean steam/water temperature difference around 30°C		550 - 1 300
Mean steam/water temperature difference around 60°C		1 000 - 1 700
Mean steam/water temperature difference around 110°C		1 300 - 2 700
Recommended rates		U (W/m²°C)
Lower pressure coils	(<2 bar g) with natural circulation of water	550
Higher pressure coils	(>6 bar g) with natural circulation of water	1 100
Lower pressure coils	(<2 bar g) with assisted circulation of water	1 100
Higher pressure coils	(>6 bar g) with assisted circulation of water	1 700

La tabla anterior da los valores de U para presiones entre 2 bar manométricos y 6 bar manométricos.

En el caso de fluidos distintos del agua se puede emplear la tabla 2

Table 2.10.2 Heat emission rates for steam coils submerged in miscellaneous liquids

Medium pressure steam (2 - 6 bar g) with natural liquid convection	U (W/m ² °C)
Light oils	170
Heavy oils	80 - 110
* Fats	30 - 60
Medium pressure steam (2 - 6 bar g) with forced liquid convection	U (W/m ² °C)
Light oils (200 sec Redwood at 38°C)	550
Medium oils (1 000 sec Redwood at 38°C)	340
Heavy oils (3 500 sec Redwood at 38°C)	170
** Molasses (10 000 sec Redwood at 38°C)	85
* Fats (50 000 sec Redwood at 38°C)	55

* Certain materials such as tallow and margarine are solid at normal temperatures but have quite low viscosities in the

- *Ciertos materiales como las margarinas y los sebos son sólidos a las temperaturas ambiente pero tienen viscosidades bajas en el estado fluido.
- **Las mieles o melazas con frecuencia contienen agua y entonces su viscosidades menor

En la tabla 3 se muestra los valores típicos de áreas por metro de longitud de tubería.

Tabla 3

Diámetro nominal en mm	15	20	25	32	40	50	65	80	100
Área superficial M ² /m	0.067	0.085	0.106	0.134	0.152	0.189	0.239	0.279	0.358

Ejemplo 3.

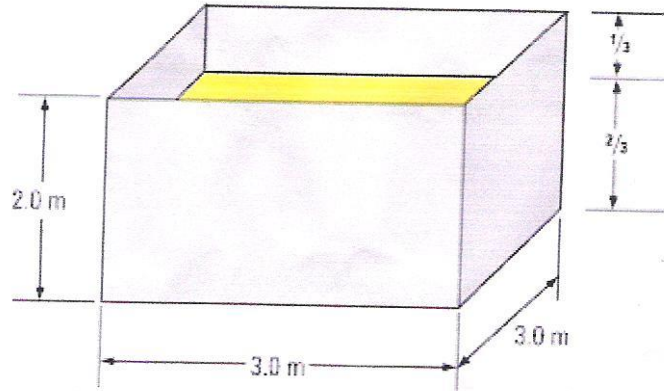
Para la operación de un tanque tal como el mostrado se requiere calentar la solución contenida en un tanque desde 8 hasta 60 °C. Se sabe que el requerimiento de calor es de 367 kW.

Determine:

- a.- la cantidad de vapor requerido.

- b.-El área de transferencia de calor requerida
- c.- El área del serpentín y su disposición.

Dato: Se cuenta con vapor de 2.6 bar g (3.6 bar a)



Cálculos.

Si hay caídas de presión grandes en la válvula de control la presión real del vapor será del 58% de la presión absoluta.

Presión de operación real = $3.8 \times 0.58 = 2.1$ bar absoluto.

De las tablas de vapor:

$$\Delta H = \lambda = 2197 \text{ kJ/kg}$$

Si se usa un serpentín de acero inoxidable el coeficiente esperado sería de

$$U = 650 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$\text{Por lo tanto el gasto medio de vapor sería} = \frac{367 \text{ kW}}{2197 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.167 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 602 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

El área requerida sería de:

$$Q = UA\Delta T$$

La temperatura del vapor a 2.1 bar a es de 122 °C

$$\text{Temperatura media del líquido} = \frac{8+60}{2} = 34 \text{ °C}$$

Por lo tanto: $\Delta T = 122 - 34 = 88 \text{ °C}$

$$367 = \frac{650 \times A \times 88}{1000}$$

$$A = 6.416 \text{ m}^2 \cong 7 \text{ m}^2$$

Diámetro y longitud del serpentín

Flujo de vapor 602 kg /h

Velocidad máxima del vapor 25 m/s

Volumen del vapor = $0.841 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$\text{Caudal del vapor} = 602 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{0.841 \text{ m}^3}{\text{kg}} \times \frac{\text{h}}{3660 \text{ s}} = 0.1406 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Área seccional del serpentín requerida} = \frac{0.1406}{25} = 0.005625 \text{ m}^2$$

Diámetro del serpentín requerido:

$$0.005625 = 0.785(D)^2$$

Por lo tanto $D = 0.0846 \text{ m} = 84.6 \text{ mm}$

Si se escoge un tubo de 80 mm o de 3.5 pulgadas.

A partir de los datos de las tuberías se tendría alrededor de 18 m de tubería.

El arreglo posible podría ser el de:

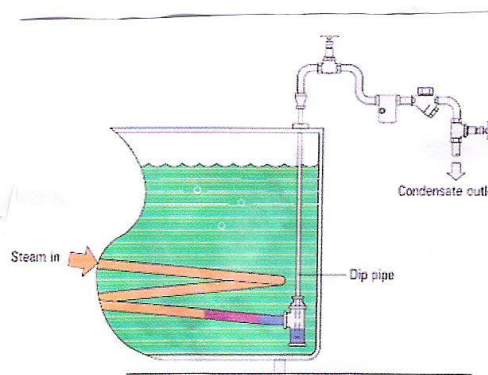
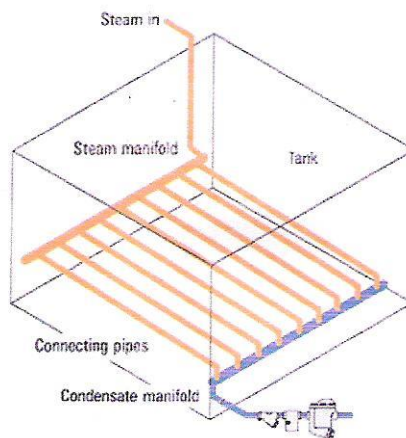


Fig. 2.10.2
Tank with a rising discharge pipe

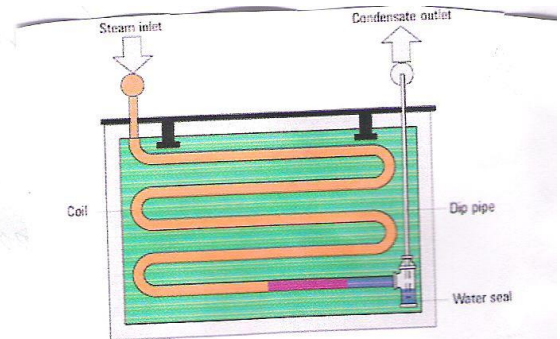
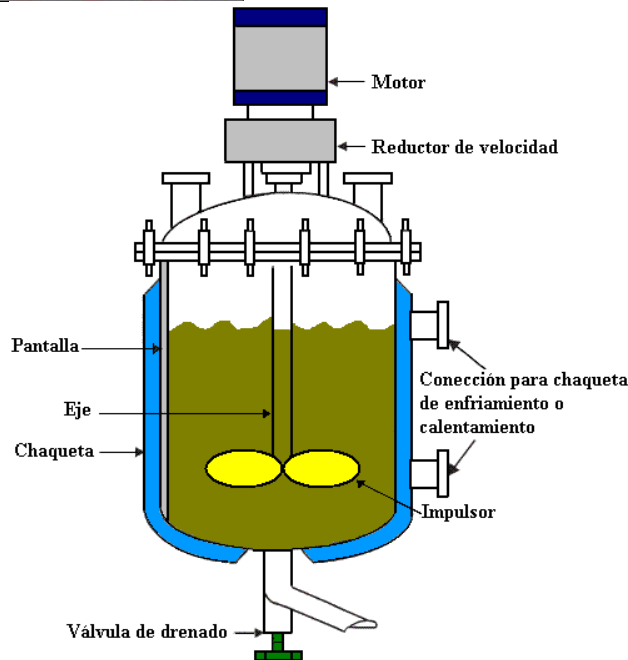
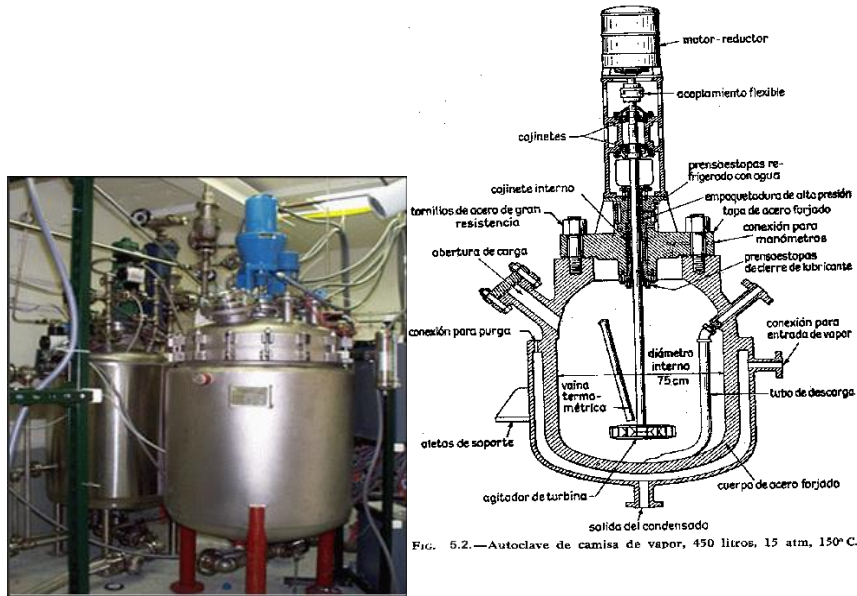


Fig. 2.10.3
Side hung coils

Chaquetas o camisas de calentamiento

Consisten en un tanque con doble fondo por el que pasa el agua o el vapor de calentamiento.



En estos cambiadores el coeficiente interno está regido por:

- a) Calentamiento o enfriamiento.
- b) Condensación de un vapor.

Para el caso (b).

Condensación de vapores en el interior de tubos verticales

$$Nu = 0.0054(Pr_L)^{0.65} (Re_V)^{0.9} \left(\frac{\mu_V}{\mu_L}\right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.5}$$

En donde $Nu = \frac{hDi}{k_L}$; $Re_V = \frac{4W}{\mu_V \pi Di}$; $Pr_L =$ Prandlt del líquido



condensado

W = flujo másico de vapor, kg/ s

k_L = conductividad térmica del líquido ; μ_L viscosidad del líquido;

μ_V = viscosidad del vapor ; ρ_L = densidad del líquido ; ρ_V = densidad del vapor.

Todas las propiedades del fluido se determinan a la temperatura local de saturación.

También puede usarse el valor de $hi = 5000 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ como una buena aproximación para empezar los cálculos.

Para el caso a)

Si la chaqueta tiene mamparas en espiral y el Re es mayor de 10 000 entonces.

$$h_{ij} = hi \left(1 + 3.5 \frac{De}{Di}\right)$$

$$\frac{hiDe}{k} = 0.027 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14}$$

$$Re = \frac{DeV\rho}{\mu}$$

$$De = 4w$$

en donde w = ancho del espacio anular.

Si la chaqueta no tiene mamparas. Para Reynolds grandes >4000

$$\frac{hiDe}{k} = 0.27 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14}$$

$$De = \left(\frac{Dje^2 - Dji^2}{Dji}\right)$$

Djo = diámetro externo de la chaqueta; Dji = diámetro interno de la chaqueta.

Para Reynolds bajos

$$\frac{hiDe}{k} = 1.02 Re^{0.45} Pr^{0.33} \left(\frac{De}{L}\right)^{0.4} \left(\frac{Djo}{Dji}\right)^{0.8} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} Gr^{0.05}$$

y $De = Djo - Dji$

L = longitud de paso por la chaqueta.

El coeficiente **externo** h_o se calcula a partir de las fórmulas manejadas en el caso del serpentín.

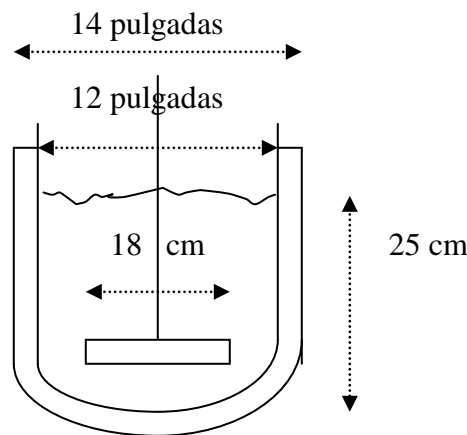
Ejemplo 4.

Un recipiente enchaquetado tiene las siguientes dimensiones: Una tubería de 12 pulgadas Cd.40 está enchaquetada por una de 14 pulgadas Cd.40. Las dos tienen fondos abombados. El recipiente está provisto de un agitador de 2 paletas de 18 cm de largo 3 cm de alto y está localizado a 4.5 cm del fondo. La velocidad del agitador es de 125 RPM. El recipiente se llenará a una altura de 25 cm con un líquido que está a 65 ° C y que requiere la adición de 8200 kcal /h para suministrar el calor requerido por la reacción endotérmica y mantener a 65 ° C la temperatura del líquido. ¿A qué temperatura deberá suministrarse el vapor a la chaqueta?

Datos del líquido:

Densidad 1000 kg / m³, viscosidad a 65 ° C = 0.44 cps ; conductividad térmica $k=0.5$ kcal / h m °C , capacidad calorífica $C_p = 1$ kcal /kg ° C.

1.-Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Calor

Calor ganado = calor perdido

$$Q = M_{\text{vapor}} (\Delta H)$$

$$Q = U A \Delta T$$

2.2.- Coeficientes

Para el interior (con agitación)

$$\frac{hiDi}{k} 0.36 \left(\frac{Da^2 N \rho}{\mu} \right)^{\frac{2}{3}} \left[\frac{Cp\mu}{k} \right]^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

Para el exterior vapor condensándose.

$$ho = \frac{11915}{L^{\frac{1}{4}} \Delta T^{\frac{1}{3}}}$$

$$\Delta T = \frac{T_v - T_s}{2}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Coeficiente del lado de la agitación.

Da= 0.18 m ; N = 125 rpm = 2.08 rps

$$Re = \frac{(0.18)^2 (2.08)(1000)}{0.44 \times 10^{-3}} = 1.53 \times 10^5$$

$$Pr = \frac{1 \times 0.44 \times 10^{-3} \times 3600}{0.5} = 3.168$$

Si tomamos

$$\frac{\mu}{\mu_s} = 1$$

Di = 11.938 pulgadas = 0.303 m

Nu = 0.36(153000)^{0.66} (3.168)^{0.33} = 1500

$$hi = \frac{1500 \times 0.5}{0.303} = 2473 \frac{kcal}{hm^{\circ}C}$$

3.2.- Coeficiente del lado del vapor ho

Si ho fuera de 9000 y Tv = 100 °C

9000(100-Ts)=2473(Ts-65)

Ts =92 °C

$$\Delta T = \frac{100-92}{2} = 4$$

$$ho = \frac{11915}{(0.25)^{0.25} (4)^{0.33}} = 10665$$

Si ho= 10665

10665(100-Ts) = 2473(Ts -65)

Ts = 93.41°C

Y ho = 11329 kcal / h m²°C

3.3.- Coeficiente total.

k del acero inoxidable = 13 kcal / h m ° C ; Do = 12.75 pulgadas = 0.32385 m

DI=11.938 pulgadas = 0.30322 m

Espesor x = 0.02062 m

Dw = 0.31342

Ensuciamientos

Lado vapor 6.14×10^{-5}

Lado líquido 6.76×10^{-4}

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{2473} + 6.76 \times 10^{-4} + \frac{0.02062(0.303)}{13(0.313)} + \frac{0.303}{0.323(11329)} + \frac{0.303}{0.323} \times 6.14 \times 10^{-5}} = 364 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.4.- Diferencias de temperaturas

$$Q = 8200 = 364 A_i \Delta T_m$$

$$A = 0.25 \times \pi \times 0.303 + (0.303)^2(0.785) = 0.309 \text{ m}^2$$

$\Delta T_m = 73 \text{ } ^\circ\text{C}$ en este caso

$$T_v = 73 + 65 = 138 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3.5.- Corrección por la temperatura del vapor

Si $T_v = 138$ y si $h_o = 12000$

$$1200(138 - T_s) = 2473 (T_s - 65)$$

$$T_s = 125.5$$

$$\Delta T = 6.2 \text{ y } h_o = 9161$$

$$\text{Si } h_o = 9161 \text{ y } T_v = 138$$

$$T_s = 122.5 \text{ y } \Delta T = 7.75$$

Por lo tanto $h_o = 8519$

Si $h_o = 8519$

Entonces $\Delta T = 8.25$ y $h_o = 8346 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Entonces:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{2473} + 6.76 \times 10^{-4} + \frac{0.02062(0.303)}{13(0.313)} + \frac{0.303}{0.323(8346)} + \frac{0.303}{0.323} \times 6.14 \times 10^{-5}} = 359 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Y por lo tanto:

$$8200 = 359 \times 0.309 \times \Delta T_m$$

$\Delta T_m = 74$ y por lo tanto $T_v = 139$ ° C

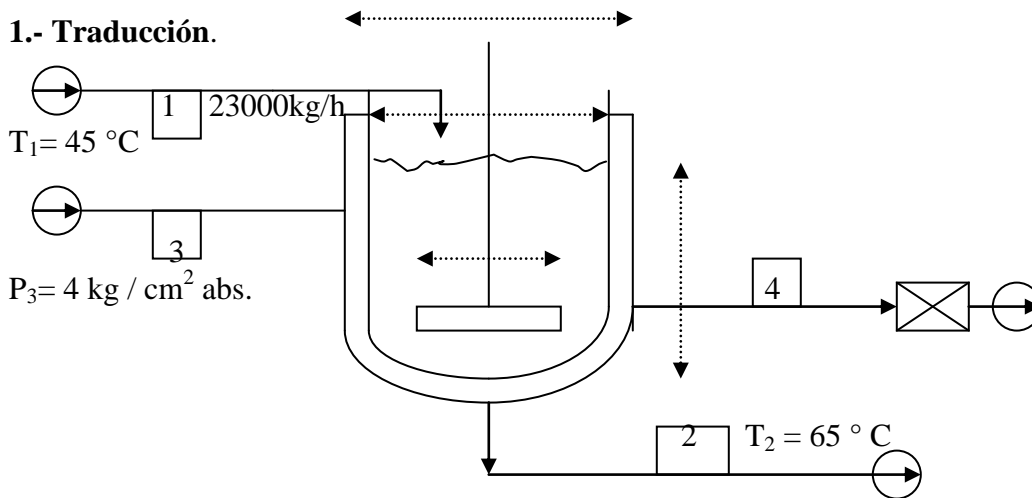
4.- Resultado.

La temperatura del vapor deberá ser de 139 ° C aproximadamente.

Ejemplo 5.

Diseñar un intercambiador de calor de chaqueta agitado para calentar 23 000 kg /h de agua desde 45 ° C hasta 65 ° C, empleando vapor de agua a 4 kg / cm² absolutos como medio de calentamiento.

1.- Traducción.



2.- Planeamiento.

2.1- Calor.

Calor Ganado = calor perdido

$$Q_p = M_3 (H_3 - H_4) \quad Q_g = M_1 C_p (T_2 - T_1)$$

2.3.- Ecuación de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balance de calor.

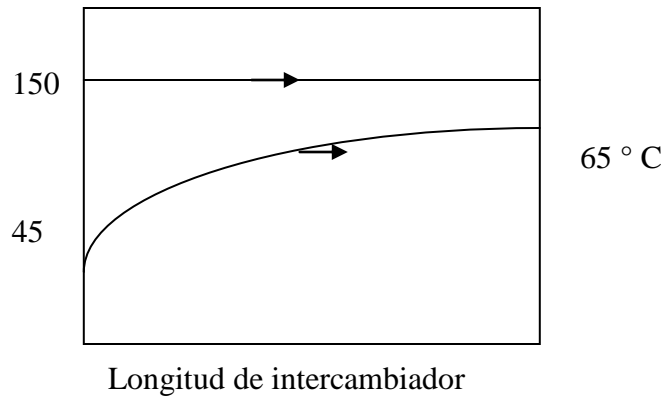
$$Q_g = 23000 (1) (65 - 45) = 460\,000 \text{ kcal} / 7h$$

De tablas de vapor $T_v = 151$ ° C; $H_v = 655.5$ $H_c = 150.9$ kcal / kg

$$460\,000 = M (655.5 - 150.9)$$

$$M = 912 \text{ kg} / h \text{ de vapor.}$$

3.2.- Diferencias de temperaturas.



$$\Delta T_1 = 105 \quad ; \quad \Delta T_2 = 80 \quad ; \quad \Delta T_m = \frac{105 - 80}{\ln \frac{105}{80}} = 94.64^\circ C$$

3.2.- Coeficiente total.

$$460\,000 = U_i A_i (94.64)$$

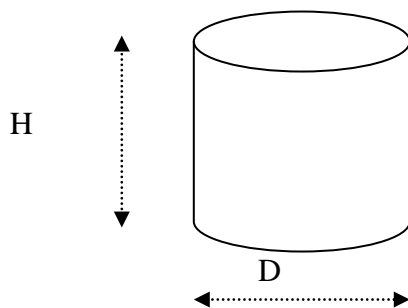
Para poder resolver esto se debe suponer un valor de U_i

Suponiendo que U_i valga $400 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ C$

Entonces $A_i = 12.15 \text{ m}^2$.

3.3.- Tamaño del tanque (primera suposición).

Suponiendo un área de transferencia con $H = D$



$$A = \pi D H + \pi/4 D^2 = 1.25 \pi D^2 = 12.15$$

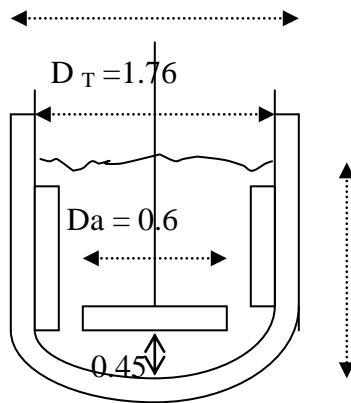
$$D = 1.76 \text{ m}$$

Suponiendo un tanque agitado con un agitador de turbina de 6 paletas planas y con mamparas.

Curva 10 del agitador. De allá que:

$$\frac{D_T}{Da} = 3 \quad ; \quad \frac{Zl}{Da} = 3 \quad ; \quad \frac{Zi}{Da} = 0.75 \quad ; \quad \frac{W}{Da} = 0.17$$

Por lo tanto $Da = 0.6 \text{ m}$, $Zi = 0.45 \text{ m}$, $W = 0.1 \text{ m}$



3.4.- Coeficiente de agitación.

$$\frac{hiDi}{k} = 0.36 \left(\frac{Da^2 N \rho}{\mu} \right)^{\frac{2}{3}} \left[\frac{Cp \mu}{k} \right]^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

$Da = 0.6$ Suponiendo $N = 60 \text{ RPM}$
 T media del agua $= 0.5 (45+65) = 55 \text{ }^\circ\text{C}$

Suponiendo que $hi = 1200$ y que $ho = 5000$

Entonces

$$1200 (Ts - 55) = 5000 (150 - Ts)$$

$$Ts = 131.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua a $55 \text{ }^\circ\text{C}$

$Pr = 3.3$; viscosidad $= 4.35 \times 10^{-4} \text{ kg / m s}$ $Cp = 1$, densidad $= 985 \text{ kg / m}^3$

Conductividad térmica $= 0.576 \text{ kcal / h m }^\circ\text{C}$

Viscosidad del agua a $131 \text{ }^\circ\text{C} = 1.3 \times 10^{-4} \text{ kg / ms}$

$$\frac{ha(0.6)}{0.576} = 0.36 \left(\frac{(0.6)^2 \times 60 \times 985}{60 \times 4.35 \times 10^{-4}} \right)^{0.66} (3.3)^{0.33} \left(\frac{4.35}{1.3} \right)^{0.14}$$

$$ha = 5238$$

3.6. Coeficiente del lado del vapor.

$$L = 1.76 \text{ m}$$

$$\Delta T = 0.5 (150-32) = 9$$

$$h_o = \frac{11915}{(1,76)^{0.25} (9)^{0.33}} = 5017$$

entonces la T_s supuesta debe volver a calcularse con los nuevos valores.

$$5238 (T_s - 55) = 5017 (150 - T_s)$$

$$T_s = 101 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Viscosidad del agua a $101 \text{ } ^\circ\text{C}$ $\mu_s = 2.82 \times 10^{-4} \text{ kg / m s}$

Por lo tanto $h_a = 4722$

$$\Delta T = 24.5$$

Y el coeficiente externo h_o es 3565

Tercer tanteo de T_s

$$4722 (T_s - 55) = 3565 (150 - T_s)$$

$$T_s = 96$$

La viscosidad del agua μ_s es parecida a la anterior y $h_a = 4722$

$$\Delta T = 27 \quad h_o = 3452 \text{ kcal / h m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

3.7.-Cálculo de U_o

Si $R_{di} = 3 (10)^{-4}$ y $R_{do} = 6.14 (10)^{-5}$

Y si $D_i = D_o = D_w$

El espesor es de 0.3 pulgadas = 0.00762 m y $k = 100 \text{ kcal / h m } ^\circ\text{C}$

En este caso

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{3452} + 3 \times 10^{-4} + \frac{0.00762}{100} + \frac{1}{4722} + 6.14 \times 10^{-5}} = 1066 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.8.- Nueva área.

Si U_i es de aproximadamente $1000 \text{ kcal / h m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$

Entonces $A_i = 4.86 \text{ m}^2$

Y $D_T = 1.15 \text{ m}$

$D_a = 0.4 \text{ m}$

$Z_L = 0.3 \text{ m}$

$W = 7 \text{ cm}$

3.9. Nuevo cálculo de U_i

Si $T_s = 96 \text{ } ^\circ\text{C}$

El coeficiente $h_a = 2752$ no cambia.

$$2752 (T_s - 55) = 3452 (150 - T_s)$$

$$T_s = 107 \text{ } ^\circ\text{C}$$

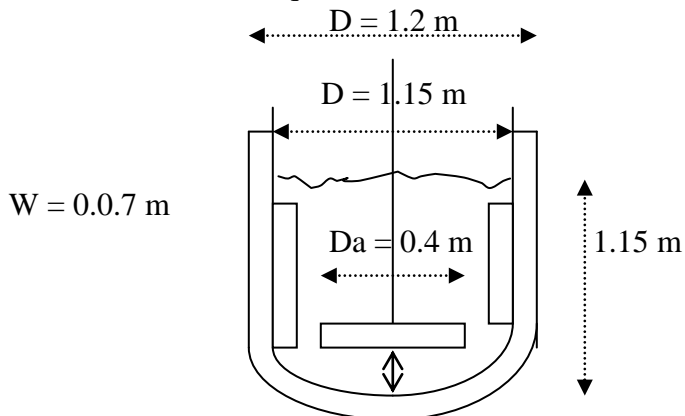
$$\Delta T = 0.5 (150 - 107) = 21.5$$

Por lo tanto $h_o = 3758$

$$Y U_i = 937.64 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Lo cuál nos da un área parecida

Entonces tendremos que el diseño final sería de:



Solución retenida en el tanque:

$$V = (1.15)^2 (0.785) (1.15) = 1.193 \text{ m}^3 = 1193 \text{ litros.} = 1176 \text{ kg.}$$

3.10.- Potencia requerida.

$$\text{Número de Reynolds} = 3.62 \times 10^5$$

De la curva de potencia contra Reynolds (curva número 1) se tiene que

Número de potencia 5.5

$$5.5 = \frac{g_c P}{\rho N^3 D a^5} = \frac{9.81 P}{985(1)^3 (0.4)^5}$$

$$P = 5.66 \text{ kgm / s} = 56.6 \text{ W} = 0.075 \text{ HP}$$

Si la eficiencia del agitador es del 60 %

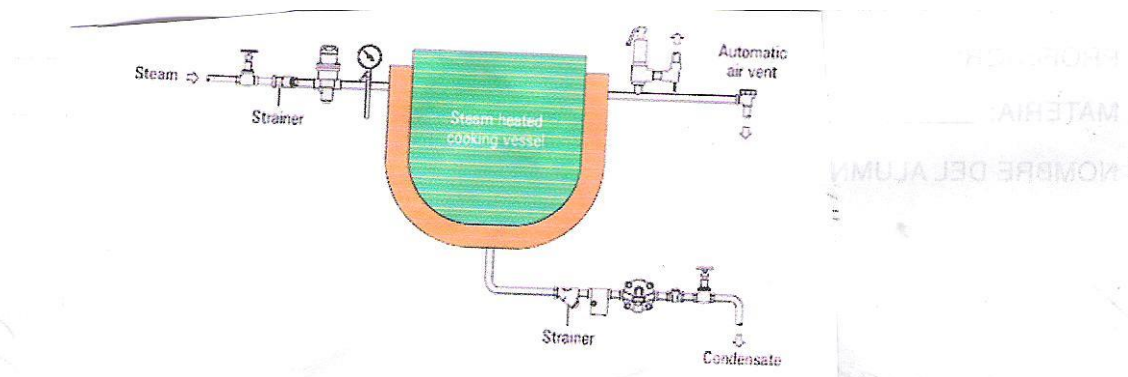
Entonces se requerirá alrededor de un octavo de caballo.

4.-Resultado.

Se requiere un tanque de 1.15 m de diámetro, enchaquetado por otro de 1.2 m. Con un agitador de turbina de seis palas y 4 deflectores de 7 cm. La potencia del agitador es de un octavo de caballo.

Consideraciones industriales sobre tanques enchaquetados

Los tanques enchaquetados son muy empleados en la industria para calentamiento y enfriamiento de reactores.



El área de transferencia de calor (la superficie del recipiente) puede calcularse mediante:

$$Q = UA\Delta T$$

Comúnmente los recipientes se hacen de acero inoxidable o con recubierta vidriada que resiste a la corrosión.

El tamaño de la chaqueta de vapor dependerá del tamaño del recipiente, pero es generalmente de 50 a 300 mm de ancho.

Los coeficientes esperados en recipientes enchaquetados se pueden obtener de la tabla siguiente:

Table 2.10.4 Overall heat transfer coefficients for steam jackets

Process fluid or product	Wall material	U (W/m ² °C)
Water	Stainless steel	850 - 1 700
	Glass-lined Carbon steel	400 - 570
Aqueous solution	Stainless steel	450 - 1 140
	Glass-lined carbon steel	285 - 480
Organics	Stainless steel	285 - 850
	Glass-lined carbon steel	170 - 400
Light oil	Stainless steel	340 - 910
	Glass-lined carbon steel	230 - 425
Heavy oil	Stainless steel	57 - 285
	Glass-lined carbon steel	57 - 230

Calentamiento de Tanques y recipientes por medio de la inyección de vapor.

La inyección directa del vapor involucra la descarga de las burbujas de vapor de agua en el seno de un líquido que está a menor temperatura para que se pueda transferir calor. Las burbujas de vapor se condensan y transfieren su calor al líquido que las rodea. En este caso el calor se transfiere por contacto directo entre el vapor y el líquido y por ello, este método sólo se puede aplicar cuando la presencia de agua es aceptable. Durante la inyección de vapor el calor se transfiere en forma diferente a lo que lo hace en los intercambiadores de calor indirectos. Ya que el calor no se transfiere a través de una superficie, sino que se

mezcla libremente con el líquido la cantidad del calor transferido se debe calcular de una forma diferente, lo que puede obtenerse mediante la ecuación siguiente:

Balance de masa.

$$M_V + M_{\text{agua}} = M_{\text{mezcla}}$$

Balance de energía.

$$M_V H_V + M_{\text{agua}} H_{\text{agua}} = M_{\text{mezcla}} H_{\text{mezcla}}$$

En donde M_V es la masa del vapor empleada, M_{agua} es la masa inicial del agua en el tanque y M_{mezcla} es la masa final del agua en el tanque.

Una diferencia fundamental entre el calentamiento directo y el indirecto es que la masa del fluido procesado cambia al incorporarse el vapor. Otra diferencia es que al calcular el flujo del vapor en el serpentín se considera la presión en el serpentín, mientras que para la inyección de vapor se considera la presión antes de la válvula de control.

Durante el calentamiento con vapor directo el flujo máximo de calor ocurre al principio del calentamiento.

La condensación de las burbujas de vapor dependerá de la velocidad con la que se transfiere el vapor, para asegurarnos de que todo el vapor se condense la relación de área a volumen debe ser la mayor posible por ello se prefieren las burbujas menores. También importante que haya una buena cpa de líquido sobre la inyección de las burbujas para que estas al ascender tengan la oportunidad de condensarse antes de alcanzar la superficie.

La línea de inyección.

Está línea es por lo general un tubo con perforaciones en la posición requerida (por lo general ese colocan en la posición las 4 o las 8 horas de un reloj) cuando se observan desde el final de la tubería. El vapor debe surgir a través de estas perforaciones en forma de pequeñas burbujas. Las líneas de inyección son fáciles de hacer y colocar, pero pueden causar grandes niveles de vibración y ruido, por ello se suelen emplear inyectoros bien diseñados.

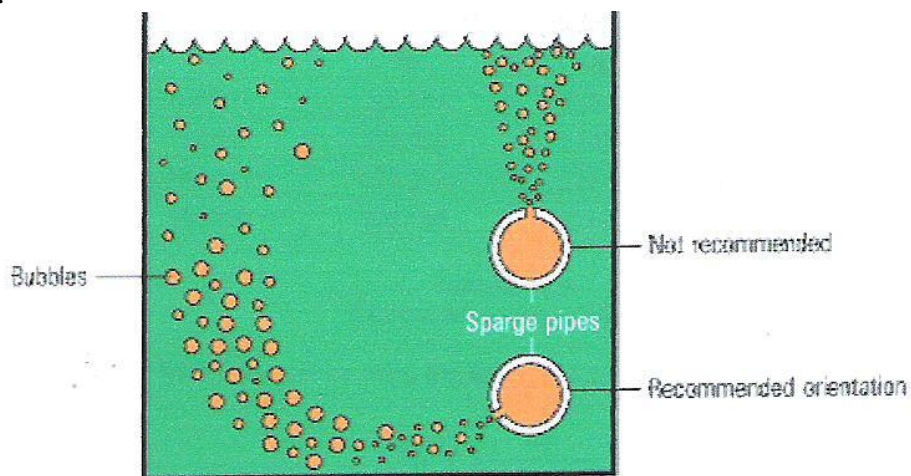


Figura 1.- Orientación de las perforaciones en las tuberías de inyección de vapor.

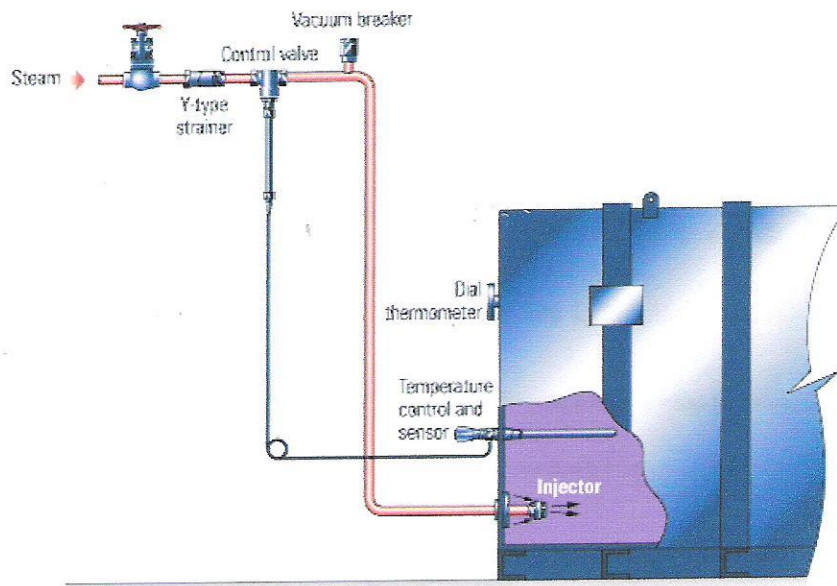


Fig.2.- Ilustración de un tanque con inyector de vapor.

Ejemplo 1.

Encuentre la energía necesaria para calentar 12 000 kg de agua desde 8 hasta 60 ° C en dos horas mediante vapor de 2.5 kg/cm² absolutos.

1.- Balance de materia.

$$M_v + M_{\text{agua}} = M_{\text{mezcla}}$$

$$M_v + 12\,000 = M_{\text{mezcla}}$$

2.-Balance de energía.

$$M_v H_v + M_{\text{agua}} H_{\text{agua}} = M_{\text{mezcla}} H_{\text{mezcla}}$$

La entalpia del vapor entrante es 647 kcal /kg

La entalpia del agua al inicio es de 8 Kcal/kg

La entalpia de la mezcla final (agua) es de 60Kcal /kg

$$M_v(647) + 12\,000(8) = M_{\text{mezcla}}(60)$$

$$647M_v + 96\,000 = 60 M_{\text{mezcla}}$$

Pero del balance de materia:

$$M_v + 12\,000 = M_{\text{mezcla}}$$

Sustituyendo esto en el balance de energía queda:

$$647M_v + 96\,000 = 60(M_v + 12\,000)$$

Despejando: $M_v = 1063$ kg

Flujo de vapor = $1063\text{kg} / 2 \text{ h} = 531.5$ kg de vapor /h

3.- Flujo de Calor.

$$Q = 531.5 \text{ kg/h} (647-60) \text{ kcal /kg} = 320\,000 \text{ kcal /h}$$

4.- Potencia calorífica.

$$P = 320\,000 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \times \frac{4185\text{J}}{1\text{kcal}} \times \frac{1}{3600\text{ s}} \times \frac{\text{W}}{\frac{\text{J}}{\text{s}}} \times \frac{1\text{kW}}{1000\text{W}} = 362.68\text{ kW}$$

Ejemplo 2.

¿Cuál sería la cantidad de vapor requerido para el ejemplo anterior si el tanque es de acero $C_p = 0.12\text{ kcal /kg }^\circ\text{C}$ y tiene una masa de 1000 kg y si las pérdidas por conducción, convección y radiación desde el tanque durante el calentamiento son de 350 kcal /h?

1.- Balance de masa.

$$M_V + M_{\text{agua}} = M_{\text{mezcla}}$$

$$M_V + 12\,000 = M_{\text{mezcla}}$$

2.- Balance de energía.

$$M_V H_V + M_{\text{agua}} H_{\text{agua}} + M_{\text{tanque}} H_{T1} = M_{\text{mezcla}} H_{\text{mezcla}} + M_{\text{tanque}} H_{T2} + Q_{k,c,r}$$

La entalpia del vapor entrante es 647 kcal /kg

La entalpia del agua al inicio es de 8 Kcal/kg

La entalpia de la mezcla final (agua) es de 60Kcal /kg

La entalpia del tanque al inicio es : $H_{T1} = 0.12(8) = 0.96\text{ Kcal /kg}$

La entalpia del tanque al final del proceso $H_{T2} = 0.12(60) = 7.2\text{ Kcal /kg}$

El calor perdido por conducción, convección y radiación $Q_{k,c,r} = 350(2) = 700\text{ kcal}$

Sustituyendo en la ecuación

$$M_V(647) + 12\,000(8) + 1000(0.96) = M_{\text{mezcla}}(60) + 1000(7.2) + 700$$

$$647 M_V + 89060 = M_{\text{mezcla}}(60)$$

Pero:

Pero del balance de materia:

$$M_V + 12\,000 = M_{\text{mezcla}}$$

Sustituyendo esto en el balance de energía queda:

$$647 M_V + 89\,060 = 60(M_V + 12\,000)$$

Despejando:

$$M_V = 1074.85\text{ kg}$$

Flujo de vapor 537.42 kg /h

La mayor cantidad de vapor se debe al calentamiento del tanque metálico y a las pérdidas por conducción, convección y radiación.

Ejercicios de autoevaluación

Problema 1.

Diseñe un intercambiador de calor de serpentín para calentar 2500 kg / h de agua desde 25 ° C hasta 60 ° C empleado vapor de agua saturado a 2 kg / cm² manométricos. La presión atmosférica es de 586 mm de Hg.

R.- Se requiere un tanque de 1.40 m , con un agitador de turbina de 4 paletas y de 0.6 m de ancho. La longitud del serpentín es de 6 m . El serpentín es de 1 pulgada cédula 80.

Problema 2.

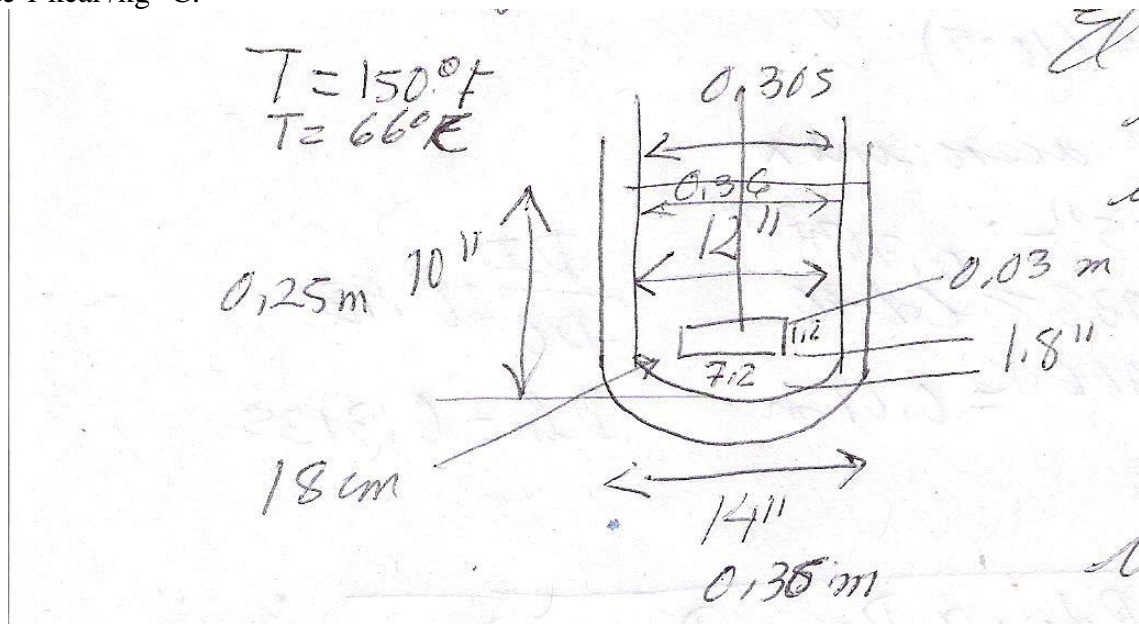
Se desea calentar agua fría desde 80 a 1170° F en un intercambiador de chaqueta similar al mostrado. Se dispone de vapor saturado a 150 psi. Calcule el coeficiente U_o.

Problema 3.

Calcular un serpentín para el calentamiento de o-xileno en un recipiente con convección libre. El xileno (1600 k/h) debe calentarse de 16 a 80° C durante una hora. El calentamiento se hace con vapor de 2 atm absolutas. El serpentín utilizado debe ser de acero y de 53 x 2 mm de diámetro.

Problema 4.

Un recipiente enchaquetado tiene las siguientes dimensiones. El recipiente se llenará con un líquido que está a 65 ° C. Se requieren 9000 kcal / h para la reacción endotérmica y así mantener la temperatura. ¿A qué temperatura deberá alimentarse el vapor en la chaqueta? La velocidad del agitador es de 125 rpm. La densidad del líquido es de 990 kg / m³, la viscosidad de 0.44 cps, la conductividad térmica de 0.kcal / h m°C, la capacidad calorífica de 1 kcal / kg °C.



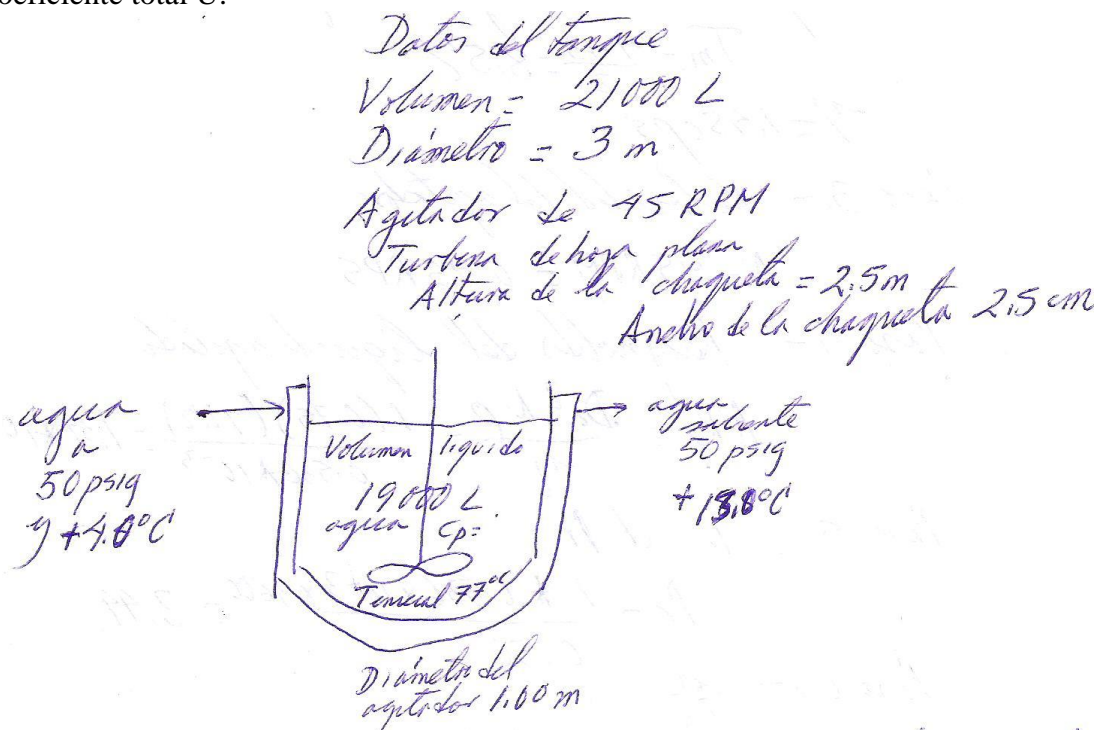
Problema 5.

Se desea suministrar 9000 kcal /h para que una reacción endotérmica tenga lugar. Para ello se tiene un líquido acuoso a 66 °C con una capacidad calorífica de 1 kcal /kg, una viscosidad de 0.44 cps, una conductividad térmica de 0.32 kcal /h m ° C y una densidad de 990 kg / m³. La reacción se lleva a cabo en un recipiente provisto de un serpentín de cobre de 0.5 pulgadas cédula 40 .El recipiente está formado por un cilindro vertical de 30 cm de diámetro y provisto de un agitador de paletas de 18 cm de diámetro y 3 cm de ancho el cual gira a 125 rpm. El líquido en el recipiente tiene una altura de 25 cm y el agitador está situado a 5 cm del fondo del tanque. Se usará vapor de 130 ° C para calentar. ¿Cuál es la longitud del serpentín?

R.- 3.2 m.

Problema 6.-

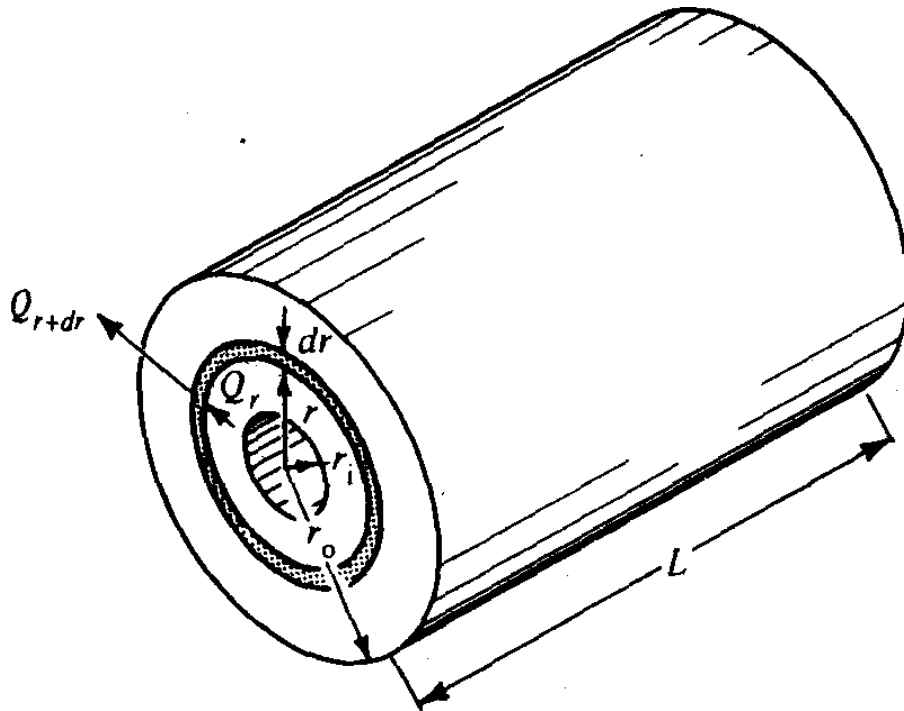
Se desea enfriar agua desde 77°C hasta 27°C en un tanque agitado similar al mostrado. Se meterá agua fría a 4° C a razón de 380 L / min. El agua saldrá a 13 ° C. Calcule el coeficiente total U.



R.- El valor de U = 370 kcal /hm²°C.

Capítulo IV

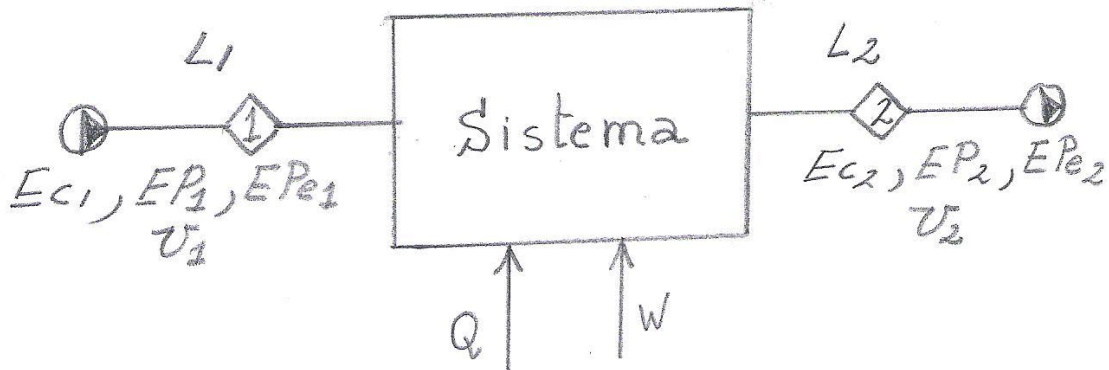
Transferencia de calor a régimen transitorio



Transferencia de calor a régimen transitorio

La transferencia de calor a régimen transitorio se puede presentar en ingeniería de calor ya sea en conducción, convección o radiación. Generalmente se presenta esta condición cuando se comienza a calentar o enfriar un equipo o un cuerpo. La transferencia de calor está entonces asociada con los períodos de arranque o paro de las operaciones ya que en la industria por lo general, se prefiere las operaciones a régimen continuo que son más fáciles de controlar y medir.

Para analizar este tipo de operaciones comenzaremos por hacer un balance de energía en un sistema abierto cualquiera tal como el que se presenta.



En este sistema

Energía entrante = energía saliente +energía acumulada

También:

Energía entrante = Energía entrante asociada con la masa+ energía entrante sin masa.

Energía saliente = Energía saliente asociada con la masa +Energía saliente sin masa.

Entre las energías que están asociadas con la masa están:

La *energía potencial*, que la energía que tiene un cuerpo en virtud de su posición en el espacio. EP

La *energía cinética* que es la que está asociada a la velocidad que tienen los cuerpos.EC

La *energía de presión* o aquella que tienen los cuerpos debida a la presión que ejercen. EPe

La *energía interna* que está asociada a la temperatura U.

La energía que puede entrar o salir sin la masa es el calor Q y el trabajo W.

Por lo tanto para el sistema mostrado:

$$L_1(EP_1 + EC_1 + EPe_1 + U_1) + Q + W = L_2(EC_2 + EP_2 + EPe_2 + U_2) + \frac{d(U\rho V)}{d\theta} + \Sigma F \quad (1)$$

En donde ΣF son las pérdidas por fricción en el sistema, ρ es la densidad y V es el volumen.

Como la energía cinética está dada por $Lu^2/2$, la energía potencia es Lzg , la energía de presión está dado por LPV y la energía interna por LU , entonces:

$$L_1 \left(z_1g + \frac{u_1^2}{2} + P_1V_1 + U_1 \right) + Q + W = L_2 \left(z_2g + \frac{u_2^2}{2} + P_2V_2 + U_2 \right) + \frac{d(U\rho V)}{d\theta} + \Sigma F \quad (2)$$

Pero la entalpia $H=U+PV$ (3)

$$L_1 \left(z_1g + \frac{u_1^2}{2} + H_1 \right) + Q + W = L_2 \left(z_2g + \frac{u_2^2}{2} + H_2 \right) + \frac{d(U\rho V)}{d\theta} + \Sigma F \quad (4)$$

Re arreglando:

$$L_2 \left(z_2g + \frac{u_2^2}{2} + H_2 \right) - L_1 \left(z_1g + \frac{u_1^2}{2} + H_1 \right) + \frac{d(H\rho V)}{d\theta} = Q + W - \Sigma F \quad (5)$$

La ecuación (5) es la ecuación general de balance de energía.

Si $L_1 = L_2$

Entonces:

$$L \left(\Delta z g + \frac{\Delta u^2}{2} + \Delta H \right) + \frac{d(H\rho V)}{d\theta} = Q + W - \Sigma F \quad (6)$$

Si no hay acumulación

$$L \left(\Delta z g + \frac{\Delta u^2}{2} + \Delta H \right) = Q + W - \Sigma F \quad (7)$$

Si el proceso se hace a temperatura constante, no hay acumulación y no se adiciona calor:

$$\Delta z g + \frac{\Delta u^2}{2} + \Delta(PV) = \frac{W - \Sigma F}{L} \quad (8)$$

La ecuación anterior (8) es conocida como la ecuación de Bernoulli.

En la mayoría de los procesos de transferencia de calor $\Delta Z = 0$; $\Delta u^2 = 0$ y $\Sigma F = 0$

Entonces de la ecuación general se llega a:

$$L(\Delta H) + \frac{d(MH)}{d\theta} = Q + W \quad (9)$$

A régimen permanente

$$L(\Delta H) = Q + W \quad (10)$$

Si no hay agitación o trabajo:

$$L(\Delta H) = Q \quad (11)$$

DE (9) si no hay entrada de materia (enfriamiento o calentamiento)

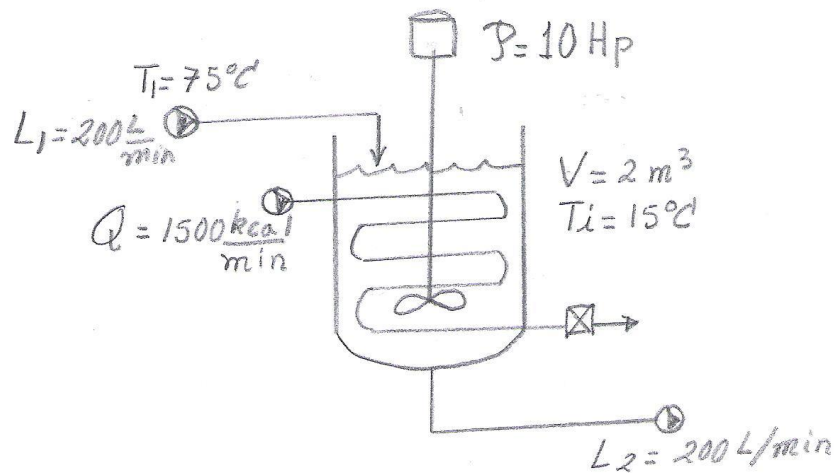
$$\frac{d(MH)}{d\theta} = Q + W \quad (12)$$

Si no hay agitación $W = 0$

Ejemplo 1.

Un tanque contiene 2 m³ de leche a 15 ° C. En un momento dado se le agrega leche a razón de 200 l/min y se le quita leche al mismo ritmo. La temperatura inicial de la leche en el tanque era de 15 ° C. La leche que entra al tanque está a 75°C. Un serpentín adiciona 1500 kcal / min y el agitado empleado es de 75 HP. Calcule la temperatura en el tanque al cabo de 10 minutos. La densidad de la leche es de 1030 kg /m³ y la capacidad calorífica es de 0.98 kcal /kg ° C.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

Ecuación General de transferencia de energía.

$$L_1 \left(z_1 g + \frac{u_1^2}{2} + P_1 V_1 + U_1 \right) + Q + W = L_2 \left(z_2 g + \frac{u_2^2}{2} + P_2 V_2 + U_2 \right) + \frac{d(U\rho V)}{d\theta} + \Sigma F$$

En un fluido incompresible:

$$: dU = C_v dT = C_p dT$$

En el caso analizado

$$L_1 = L_2 ; P_1 V_1 + U_1 = H_1$$

$$L \left(\Delta z g + \frac{\Delta u^2}{2} + \Delta H \right) + \frac{d(H\rho V)}{d\theta} = Q + W - \Sigma F$$

Pero $z_1 = z_2$, $u_1 = u_2$;; $\Sigma F = 0$

Por lo tanto:

$$L(\Delta H) + \frac{d(H\rho V)}{d\theta} = Q + W$$

3.- Cálculos.

3.1. Masa en el tanque

$$V\rho = M = 1030 \text{ kg/m}^3 * 2\text{m}^3 = 2060 \text{ kg}$$

$$L_1 = L = 0.2 \text{ m}^3/\text{min} * 1030 \text{ kg /m}^3 = 206 \text{ kg /min}$$

3.2.- Calor transmitido

$$Q = 1500 \text{ kcal /min}$$

3.3.- Trabajo adicionado

$$W = 5\text{HP} = 53.47 \text{ kcal /min}$$

3.4.- Balance de energía.

$$206(0.98)(75-T) + 1500 + 53.47 = 2060(.98) dT / d\theta$$

$$82.695 - T = 10 dT / d\theta$$

$$10 \int_{15}^{Tf} \frac{dT}{82.695 - T} = \int_0^{10} d\theta$$

$$-10 \ln \frac{82.695 - Tf}{67.695} = 10$$

$$\frac{82.695 - Tf}{67.695} = e^{-1}$$

$$82.695 - Tf = 0.3678(67.695) \text{ por lo tanto } Tf = 57.79 \text{ }^\circ\text{C}$$

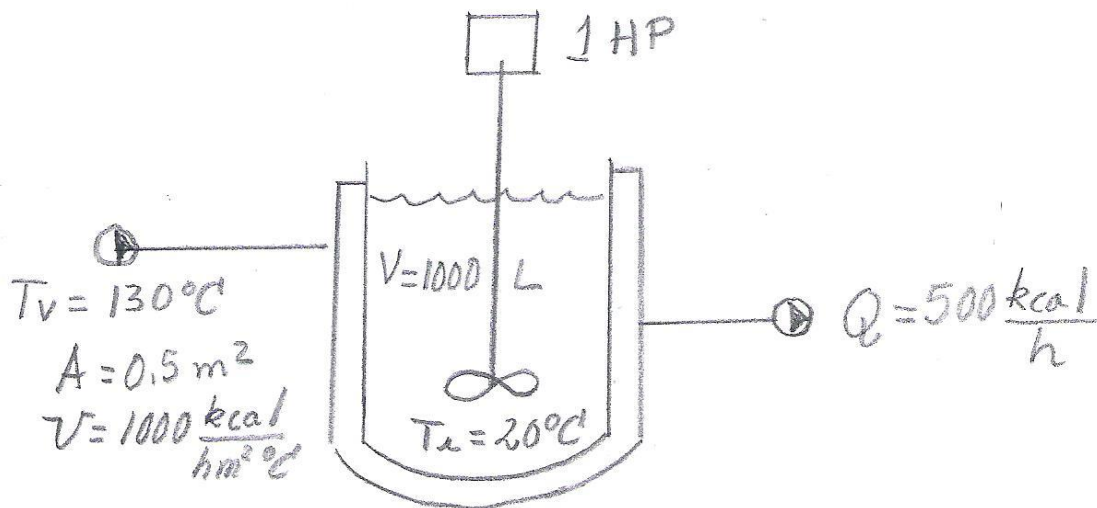
4.- Resultado.

La temperatura final será de 58 ° C.

Ejemplo 2.

Un tanque contiene 1000 L de agua a 20 ° C. El tanque tiene una chaqueta que adiciona calor. La chaqueta es de 0.5 m² de área. Por la chaqueta pasa vapor a 130 ° C. El coeficiente de transferencia de calor por convección de la chaqueta es de 1000 kcal / h m²°C. Para mejorar el calentamiento el tanque tiene un agitador provisto de un motor de 1 HP. ¿En cuánto tiempo el agua del tanque llegará a los cincuenta grados centígrados?. El tanque aunque está asilado pierde calor a razón de 500 kcal /h.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Ecuación de balance de energía

$$L_1 \left(z_1 g + \frac{u_1^2}{2} + P_1 V_1 + U_1 \right) + Q + W = L_2 \left(z_2 g + \frac{u_2^2}{2} + P_2 V_2 + U_2 \right) + \frac{d(U\rho V)}{d\theta} + \Sigma F$$

En este caso $L_1=L_2=0$ por lo tanto:

$$Q + W - \Sigma F = \rho V \frac{dU}{d\theta}$$

Tomando $\Sigma F = 0$ y $U = H = C_p dT$ entonces:

$$Q + W = \rho V C_p \frac{dT}{d\theta}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Calores

Hay dos calores

Q entrante = h A (T_v-T) y Q saliente = 500 kcal /h

3.2.- Trabajo

W = 1 Hp = 640 kcal /h ;

3.3.- Balance de energía.

hA (T_v-T)-500+W= ρVC_p dT /dθ

$$1000 (0.5)(130-T)-500+640=1000(1)(1) dT/d\theta$$

$$65000-500T-500+640=1000 dT /d\theta$$

$$65140-500 T= 1000 dT/d\theta \quad ; \quad 64.14-0.5 T = dT /d\theta$$

$$\int_{20}^{50} \frac{dT}{64.14-T} = \int_0^{\theta} d\theta$$

$$\frac{1}{-0.5} \int_{20}^{50} \frac{-0.5dT}{65.14 - 0.5T} = \theta$$

$$-2 \ln \frac{65.14 - 0.5(50)}{65.14 - 0.5(20)} = \theta$$

$$-2 \ln \frac{40.14}{55.14} = \theta$$

Θ = 0.635 h = 38 minutos.

4.- Resultado.

Se necesitan 38 minutos.

Ejemplo 3.

Un tanque cilíndrico horizontal de acero, de 1.5 m de diámetro, 3.5 m de longitud y 2 cm de espesor, está recubierto por una capa de aislante de 5 cm de espesor y se utiliza como un tanque de maduración para un proceso químico.

El tanque se llena con un líquido de $C_p = 0.6 \text{ kcal / kg } ^\circ\text{C}$ y densidad igual a 1000 kg / m^3 a 90°C y se le deja madurar por cinco días. ¿Cuál será la temperatura final del líquido?

Datos:

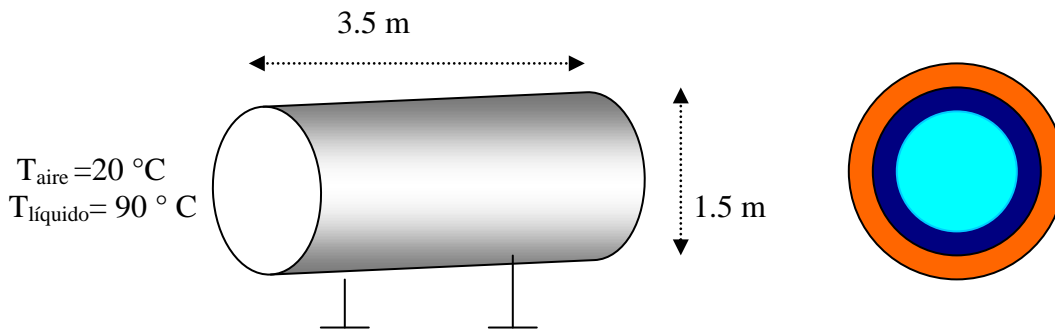
Coefficiente de transferencia de calor del lado del líquido $h_1 = 122 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Conductividad térmica del acero $37 \text{ Kcal/ h m } ^\circ\text{C}$. Conductividad térmica del aislante 0.15.

Coefficiente de calor superficial por convección y radiación $h_2 = 8.8 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Temperatura media atmosférica 20°C .

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

Este es un proceso a régimen transitorio, por lo que debe tomarse en cuenta la variación de la temperatura con respecto al tiempo.

2.2.- Pérdidas de calor.

Entradas – salidas = Acumulación.

Entradas = 0

$$\text{Salidas} = Q = \frac{\Delta T}{\Sigma R}$$

$$\text{Acumulación} = MC_p \frac{dT}{d\theta}$$

Por lo tanto:

$$0 - \frac{\Delta T}{\Sigma R} = MC_p \frac{dT}{d\theta} - \frac{(T - T_a)}{\Sigma R}$$

$$\frac{dT}{(T - T_a)} = - \frac{d\theta}{\Sigma R MC_p}$$

$$\int_{T_0}^T \frac{dT}{T - T_a} = -\frac{1}{\Sigma R M C_p} \int_0^\theta d\theta$$

$$\ln \frac{T - T_a}{T_0 - T_a} = -\frac{\theta}{\Sigma R M C_p}$$

$$\Sigma R = R_{aire} + R_{acero} + R_{aislante} + R_{aire}$$

$$\Sigma R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{x_{acero}}{k_{acero} A_m} + \frac{x_{aislante}}{k_{aislante} A_m} + \frac{1}{h_{líquido} A_{externa}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Áreas

Área interna del acero

$$A_i = (\pi \times 1.5 \times 3.5) + 2 \left(\frac{\pi}{4} (1.5)^2 \right) = 20.0259 m^2$$

Área externa del acero = área interna del aislante.

$$A = (\pi \times 1.54 \times 3.5) + 2 \left(\frac{\pi}{4} (1.54)^2 \right) = 20.6566 m^2$$

Área externa del aislante = área externa superficial.

$$A_{ex} = (\pi \times 1.64 \times 3.6) + 2 \left(\frac{\pi}{4} (1.64)^2 \right) = 22.7706 m^2$$

Área media de transferencia para el acero

$$\frac{20.0259 + 20.6566}{2} = 20.34125 m^2$$

Área media de transferencia del aislante

$$\frac{20.6566 + 22.7706}{2} = 21.7136 m^2$$

3.2.- Sumatoria de resistencias.

$$\Sigma R = \frac{1}{122 \times 20.02599} + \frac{0.02}{37 \times 20.34125} + \frac{0.05}{0.15 \times 21.7136} + \frac{1}{8.8 \times 21.7136} = 0.0207776$$

3.3.- Masa.

$$M = (1.5)^2 \times \left(\frac{\pi}{4} \right) \times 3.5 \times 1000 = 6181.875 kg$$

3.4.- Temperatura final.

$$\ln \frac{T - 20}{90 - 20} = -\frac{20 h}{0.0207776 \frac{h^\circ C}{kcal} \times 6181.875 kg \times 0.6 \frac{kcal}{kg^\circ C}}$$

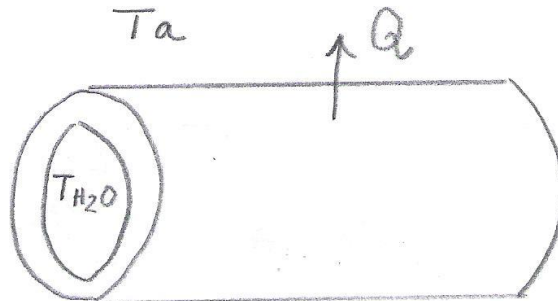
$$T = 34.752^\circ C$$

4.- Resultado.

La temperatura será de alrededor de 35 ° C

Enfriamiento y congelación de agua en las tuberías

A pesar del aislamiento el agua en las tuberías se puede congelar provocando la ruptura de los ductos. El cálculo del tiempo requerido puede efectuarse mediante el balance general de energía.



De la ecuación general, si $L_1=L_2$ se tiene que:

$$L \left(\Delta z g + \frac{\Delta u^2}{2} + \Delta H \right) + \frac{d(H\rho V)}{d\theta} = Q + W - \Sigma F$$

Si $\Sigma F = 0$, $W = 0$ y si $L = 0$ (no hay flujo de agua en la tubería), entonces:

$$Q = \frac{d(H\rho V)}{d\theta}$$

Si la densidad y el volumen y el Cp son constantes entonces:

$$Q = \frac{\rho V C_p dT}{d\theta}$$

Ahora bien, el calor que pierde el agua desde la tubería está dado por las pérdidas por conducción, convección y radiación:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = \frac{T_{ambiente} - T_{agua}}{R} = \frac{T_{ambiente} - T_{agua}}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k L} + \frac{1}{h_T A_s}}$$

En donde k es la conductividad térmica del aislante que recubre la tubería o la conductividad térmica del metal de que está hecha la tubería., L es la longitud de la tubería r_1 y r_2 son los radios, h_T es el coeficiente de transferencia de calor total (por conducción y radiación) y A_s es el área superficial de la tubería.

Por lo tanto:

$$\frac{T_{ambiente} - T_{agua}}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k L} + \frac{1}{h_T A_s}} = \frac{\rho V C_p dT}{d\theta}$$

Separando variables

$$d\theta = \frac{\rho V C_p \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k L}}{T_a - T} dT$$

Si la densidad es constante entonces integrando tendremos que:

$$\int_0^\theta d\theta = \rho V C_p \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k L} \int_{T_i}^0 \frac{dT}{T_a - T}$$

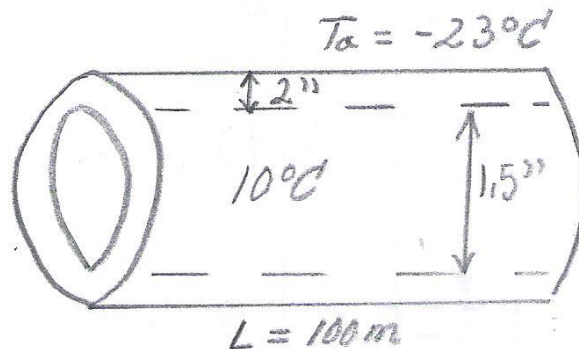
Y por lo tanto:

$$\theta = \frac{\rho V C_p \ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k L} \ln \frac{T_a - T_i}{T_a - 0}$$

Ejemplo 4.

Una tubería de 1.5 pulgadas cédula 40 está recubierta con dos pulgadas de lana de vidrio aislante. Si la temperatura del aire circundante es de -23°C , ¿en cuánto tiempo se empezará a congelar el agua contenida en la tubería, si esta mide 100 metros de longitud y si el agua contenida en ella está inicialmente a 10°C ?

1.- Traducción



2.- Planteamiento.

2.1.- Tiempo de congelación.

$$\theta = \frac{\rho V C_p \ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k L} \ln \frac{T_a - T_i}{T_a - 0}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Datos.

$K=0.035 \text{ kcal /hm } ^\circ \text{C}$, C_p del agua = $1 \text{ kcal/ kg } ^\circ \text{C}$, Diámetro externo de la tubería 1.9 pulgadas = 0.04826 m , diámetro interno de la tubería 1.6 pulgadas = 0.04064 m ; densidad del agua = 1000 kg /m^3 .

3.1.- Masa de agua contenida en la tubería.

$$V = \pi/4 (D)^2 L = 0.785 (0.04064)^2 (100) = 0.12965 \text{ m}^3$$

$$\text{Masa} = M = V \times \rho = 0.12965 \text{ m}^3 \times 1000 \text{ kg /m}^3 = 129.65 \text{ kg}$$

3.2.- Radios y áreas.

Radio externo $r_2 = 0.04825/2 + 0.0508 = 0.07493$ m

Radio interno $r_1 = 0.02413$ m

$\ln r_2/r_1 = \ln 0.07493/0.02413 = 1.1337$

Área de la superficie = $\pi D_s L = \pi(0.07492 \times 2)(100) = 47.05$ m²

Coefficiente total por convección y radiación $h_T = 12$ kcal /h m²°C

3.3.- Tiempo

$$\theta = 129.65 (1) \left[\frac{1.1337}{2(\pi)(0.0355)(100)} + \frac{1}{12(47)} \right] \ln \frac{0 - (-23)}{10 - (-23)}$$

$\Theta = 129.65(0.05085 + 0.00177)(0.361)$

$\Theta = 2.4929$ horas.

4.- Resultado.

La tubería comenzará a congelarse en 2.5 horas.

Cantidad mínima de agua para prevenir la congelación.

Para prevenir la congelación se debe dejar que cierta cantidad de agua fluya por la tubería.

La cantidad mínima para prevenir la congelación está dada por:

De la ecuación general:

$$L \left(\Delta z g + \frac{\Delta u^2}{2} + \Delta H \right) + \frac{d(H\rho V)}{d\theta} = Q + W - \Sigma F$$

Sea $\Delta Z = 0$, $W = 0$, $\Delta U = 0$, $\Sigma F = 0$ y a régimen permanente.

Entonces $L\Delta H = Q$

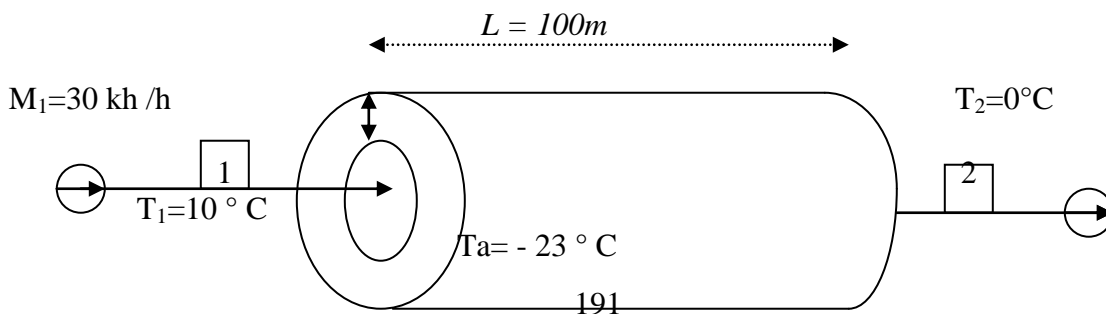
$$MCp(T_{\text{agua}} - T_o) = \frac{T_{\text{agua}} - T_{\text{ambiente}}}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi kL}}$$

De aquí se despeja la cantidad de agua M.

Ejemplo 5.

Se desea proteger una tubería de 1.5 pulgadas, Cd. 40 con lana mineral. El agua entra en la tubería a 10 ° C y el aire está a -23 ° C. Calcule el grueso del aislante requerido para evitar la congelación si el agua fluye a razón de 30 kg /h. La conductividad del aislante es de 0.022 kcal / h m ° C. La tubería mide 100 m de longitud.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

El grueso del aislante se obtiene igualando el calor que cede el agua con el calor perdido a través del aislante. La temperatura superior del aislante se considera T_a y se desprecia el cambio de temperatura del agua.

2.2.- Grueso del aislante.

$$Q = MCp(T_{agua} - T_0) = \frac{T_{agua} - T_{aire}}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{-2\pi kL}}$$

El grueso del aislante requerido se obtiene con $r_2 - r_1$, en donde r_2 se obtiene a partir de:

$$\ln \frac{r_2}{r_1} = \frac{(T_{agua} - T_{aire})2\pi k L}{(T_{agua} - T_0)MCp}$$

en donde:

r_1 = radio interno del aislante.

r_2 = radio externo del aislante.

T_{agua} = temperatura del agua circulante.

T_{aire} = Temperatura del aire.

L = Longitud del tubo.

T_0 = Temperatura de congelación.

M = kg / h de agua

Cp = capacidad calorífica del agua.

3.- Cálculos.

3.1.- Grueso del aislante.

$$\ln \frac{r_2}{0.02413} = \frac{[10 - (-23)]2\pi(0.022)100}{(10 - 0)(30)(1)}$$

$r_2 = 0.1103\text{m}$

4.- Resultado.

Se requiere un espesor de 8.62 cm si la tubería tiene 100 m de longitud.

Calentamiento con serpentines y chaquetas a régimen transitorio (con flujo de calor variable)

En la transmisión con flujo variable la temperatura no permanece constante en cada punto con el tiempo. Vamos a considerar las ecuaciones más importantes aplicables al calentamiento o enfriamiento de fluidos. Las ecuaciones indicadas a continuación se refieren al tiempo de calentamiento de los fluidos contenidos en un equipo suponiendo que hay agitación suficiente para lograr la homogenización de toda la masa del fluido y que el coeficiente total de transferencia de calor no varía con el tiempo.

- a) Medio de calefacción isotérmico.

Para este caso el tiempo de calentamiento viene dado por:

A régimen transitorio

$$E - S = A$$

En donde E = entradas de energía, S = salidas de energía y A= acumulación de energía.

Las entradas de energía están dadas por: $U A (T_s - T)$

Las salidas están dadas por la energía que sale del tanque, si este está aislado $S=0$

La acumulación de energía es entonces

$$\rho C p V \frac{dT}{d\theta}$$

En este caso la ecuación queda como:

$$U A (T_s - T) = \rho C p V \frac{dT}{d\theta}$$

$$d\theta = \frac{\rho C p V}{U A} \times \frac{dT}{(T_s - T)}$$

$$\int_0^\theta d\theta = \frac{\rho C p V}{U A} \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T_s - T}$$

$$\theta = \frac{\rho C p V}{U A} \ln \frac{T_s - T_1}{T_s - T_2}$$

Pero $\rho V = m$

$$\theta = \frac{m C p}{U A} \ln \frac{T_s - T_1}{T_s - T_2}$$

En donde m = masa del fluido a calentar.

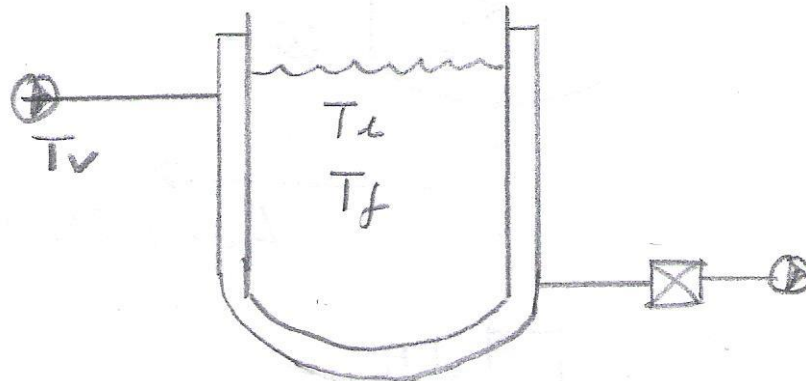
C_p = capacidad calorífica del fluido a calentar

U = Coeficiente total de transferencia de calor.

T_s = temperatura de condensación del medio calentante.

T_1 y T_2 temperatura inicial y final del fluido a calentar

Régimen transitorio en tanques calentados y agitados si el medio calentante (generalmente vapor de agua) está a temperatura constante.



En este caso :

$$dQ = \frac{dq}{d\theta} = mC_p \frac{dt}{d\theta} = UA\Delta T$$

$$\frac{dt}{d\theta} = \frac{UA}{mC_p} \Delta T$$

En donde: $\Delta T = (T_v - t)$

Entonces:

$$\int_{t_i}^{t_f} \frac{dt}{T_v - t} = \frac{UA}{mC_p} \int_0^{\theta} d\theta$$

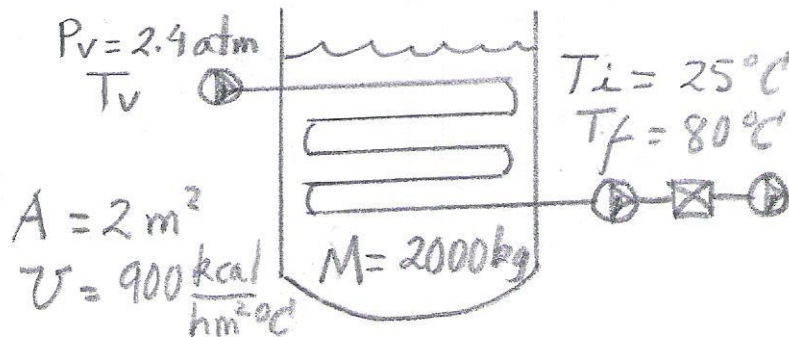
Integrando

$$\ln \frac{T_v - t_i}{T_v - t_f} = \frac{UA}{mC_p} \theta$$

Ejemplo 6.

En un reactor están contenidos 2000 kg de etanol a 25 ° C. Antes de hacerlo reaccionar se ha de calentar el etanol hasta 80 ° C mediante vapor de agua que está a 2.4 atm y que se condensa en el serpentín introducido en el reactor. El área de contacto entre el serpentín y el etanol es de 2m² y el coeficiente total de transferencia de calor estimado es de 900 kcal / h m² ° C. Determine el tiempo de calentamiento requerido. ¿Cuál sería la temperatura en el tanque al cabo de 15 minutos?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Tiempo de calentamiento.

$$\ln \frac{T_v - t_i}{T_v - t_f} = \frac{UA}{mC_p} \theta$$

3.- Cálculos.

3.1.- Datos

Temperatura del vapor 125 °C

Densidad del etanol 935 kg /m³

Capacidad calorífica del etanol = 0.97 kcal /kg °C.

3.2.- Tiempo requerido para el calentamiento.

$$\theta = \frac{2000(0.97)}{900(2)} \ln \frac{125 - 25}{125 - 80} = 0.86 \text{ horas}$$

3.3.- ¿Cuál sería la temperatura a los 15 minutos?

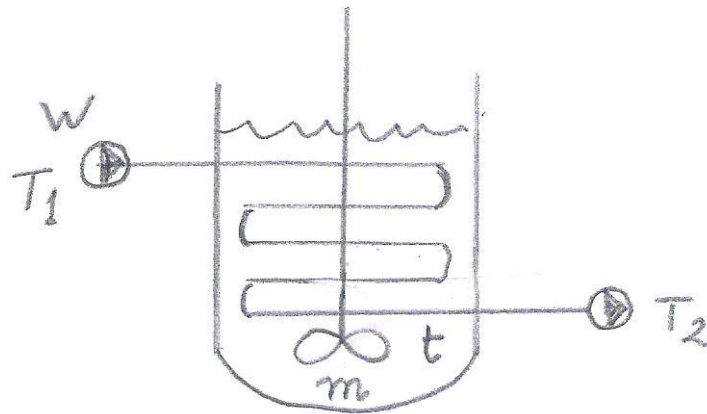
$$\frac{15}{20} = 2.5 \ln \frac{100}{125 - t}$$

T=45.5 °C

4.- Resultados.

La temperatura final sería de 45.5 °C a los 15 minutos.

Calentamiento de tanques con medio calefactor no isotérmico



El balance de calor daría:

$$\frac{dq}{d\theta} = mCp \frac{dT}{d\theta} = WCp'(T_1 - T_2) = UA\Delta T$$

En dónde.

$$\Delta T = \Delta T_{lm} = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1}{T_2}}$$

En donde W= masa del medio calentante; T₁= temperatura de entrada del medio calefactor; Cp'=capacidad calorífica del medio calefactor; Cp =Capacidad calorífica del medio que se calienta., m= masa del fluido que se va a calentar.

Despejando

$$T_2 = t + \frac{T_1 - t}{e^{\frac{UA}{WCp'}}$$

Sea $K_1 = e^{\frac{UA}{WCp'}}$

Entonces:

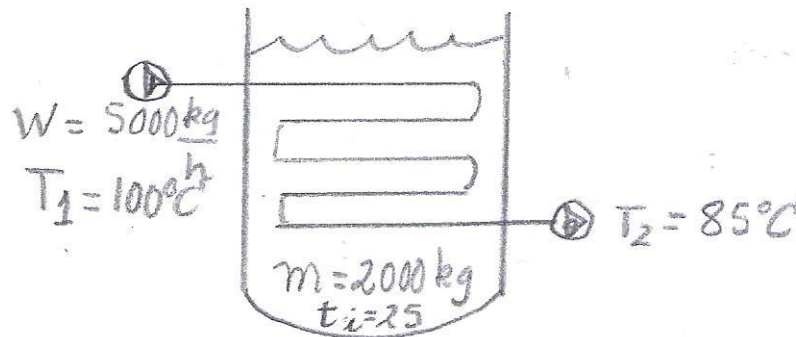
$$mCp \frac{dt}{d\theta} = WCp' \left(\frac{K_1 - 1}{K_1} \right) (T_1 - t)$$

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{WCp' (K_1 - 1)}{mCp} \theta$$

Ejemplo 7.

En un reactor se tienen 2000 kg de etanol a 25 ° C. Si se calentara con agua que entra a 100 y sale a 85 ° C y con un caudal de 5000 kg /h, determine el tiempo de calefacción requerido si $U = 750 \text{ kcal /h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$ y $a = 2 \text{ m}^2$.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Tiempo

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{WCp'}{mCp} \left(\frac{K_1 - 1}{K_1} \right) \theta$$

$$K_1 = e^{\frac{UA}{WCp'}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Tiempo de calentamiento.

$$K = e^{\frac{750 \times 2}{5000 \times 1}} = 1.35$$

$$\theta = \frac{\ln \left(\frac{100 - 25}{100 - 80} \right)}{\frac{5000 \times 1}{2000 \times 0.97} \left(\frac{0.35}{1.35} \right)} = 1.978 \text{ horas}$$

4.-Resultado.

Se necesitarían 1.978 horas.

Calentamiento o enfriamiento de un cuerpo con alta conductividad térmica.

Si la conductividad térmica es alta, la resistencia interna a la transferencia de calor es despreciable. Esta situación límite es más fácilmente obtenible si el cuerpo tiene una gran área superficial comparada con su volumen. Un proceso en el cual la resistencia interna se ignora y el proceso de transferencia de calor se expresa en términos de la resistencia controlante superficial se conoce como proceso de calentamiento newtoniano.

La solución para este caso suele ser del tipo:

$$\frac{T_s - T}{T_s - T_0} = \text{exponencial} \left(\frac{-h A t}{\rho C_p V} \right)$$

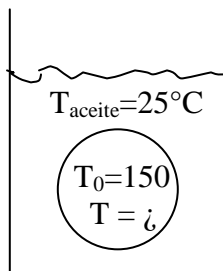
Esto se cumple si Biot < 0.1

En donde T_s es la temperatura en la superficie, que en este caso es igual a la del medio ambiente, T_0 es la temperatura inicial y T la final.

Ejemplo 8.

Una esfera de cobre de 10 cm de diámetro que tiene una temperatura de 150 ° C se sumerge en aceite a 25 ° C de temperatura. Después de 20 minutos de estar sumergida en el fluido. ¿Cuál será la temperatura de la esfera si el coeficiente superficial es de 25 kcal /h m² ° C?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

Debido a la alta conductividad térmica del cobre este proceso puede considerarse como enfriamiento newtoniano.

2.2.- Ecuaciones de diseño.

El objeto que tiene una temperatura inicial T_0 se sumerge en el fluido T_s , en donde $T_s < T_0$.

La energía perdida para el tiempo $\theta > 0$ es:

$$Q = -hA(T - T_s)$$

En donde T es la temperatura del objeto al tiempo θ . Como no hay resistencia interna, esta temperatura será uniforme en todo el cuerpo. La acumulación de la energía dentro del cuerpo de densidad ρ , calor específico C_p y volumen V es :

$$Q = \rho C_p V \frac{dT}{d\theta}$$

Igualando

$$\frac{dT}{d\theta} = - \frac{h A (T - T_s)}{\rho C_p V}$$

Esta ecuación puede resolverse usando la condición inicial

$T = T_0$ a $\theta = 0$

Dando la siguiente expresión:

$$\frac{T - T_s}{T_0 - T_s} = e^{-\frac{h A \theta}{\rho C_p V}}$$

Esta solución indica que la temperatura del cuerpo disminuye exponencialmente con el tiempo y que el tiempo necesario para que el cuerpo alcance una temperatura dada es directamente proporcional a la resistencia superficial y a las propiedades ρ , C_p y A/V .

Recordando que

$$Bi = \frac{h x_1}{k}$$

Y que

$$Fo = \frac{\alpha \theta}{x_1^2}$$

La ecuación puede ser expresada así:

$$\frac{T - T_s}{T_0 - T_s} = e^{-Bi Fo \frac{Ax_i}{V}}$$

En donde $\frac{Ax_i}{V} = G$ es el factor geométrico.

3.- Cálculos.

3.1.- Propiedades.

$h = 25 \text{ kcal / h m}^2\text{°C}$; $k = 327 \text{ kcal / h m}^\circ \text{C}$; $\rho = 8900 \text{ kg / m}^3$

$$Bi = \frac{25(0.05)}{327} = 0.0038$$

$C_p = 0.092 \text{ kcal / kg }^\circ\text{C}$

$$\frac{V}{A} = 0.0166m$$

3.2 .- Temperatura.

$$\frac{T - 25}{150 - 25} = e^{-\frac{25\left(\frac{20}{60}\right)}{0.0166(0.092)(8900)}} = 0.54166$$

4.- Resultado.

La temperatura de la esfera será de 92.708°C .

Para otros casos las soluciones son más complicadas y quedan fuera del alcance de este libro.

EJERCICIOS DE AUTOEVALUACIÓN**Ejemplo 1.**

Un tanque contiene 800L de agua a 40°C la cual se debe llevar hasta 80°C . El tanque se calienta por medio de vapor de agua saturado y a 4 atmósferas absolutas. El serpentín es de cobre de 10 mm de diámetro interno y 1.5 mm de espesor y de 12 m de longitud. Si el coeficiente de condensación del vapor es de $5000\text{ Kcal} / \text{h m}^2\text{C}$ y el del convección del agua es de $500\text{ kcal} / \text{h m}^2\text{C}$, calcule el tiempo de calentamiento requerido.

Ejemplo 2.

Un tubo de cobre de 4 mm de diámetro interno y 0.5 mm de espesor contiene agua a 10°C . El tubo está expuesto al aire que está a -10°C . Calcule el tiempo que se requiere para que el agua comience a condensarse, si el tubo tiene 15 metros de largo.

Ejemplo 3.

Un cilindro de acero de 20 cm de diámetro y 30 de longitud se encuentra a 20°C . El cilindro se mete a un horno que está a 300°C . Determine el tiempo necesario para que el cilindro alcance una temperatura de 100°C .

Ejemplo 4.

En un tanque cerrado y agitado se tienen 7500 litros de benceno a 25°C los cuales se deben calentar hasta 70°C . Para calentar se tiene una chaqueta con 2 metros cuadrados de superficie. La chaqueta tiene un coeficiente total de calor de $500\text{ kcal} / \text{h m}^2\text{C}$. ¿Cuánto tiempo se requiere para lograr el calentamiento?

Ejemplo 5.

Se deben enfriar 6000 litros de anilina desde 120 hasta 50°C utilizando agua que pasará de 25 a 32°C . Para el enfriamiento se cuenta con un serpentín que tiene un coeficiente total de $400\text{ kcal} / \text{h m}^2\text{C}$. Si se utilizan 5000 litros por hora de agua. ¿Qué superficie de serpentín se requiere si el proceso tarda una hora?

Capítulo V

Intercambiadores de calor de coraza y tubos



Capítulo V.- Intercambiadores de calor de coraza y tubos.

Introducción.

Para mejorar la transferencia de calor y crear cambiadores de calor más compactos, en vez de tener un cambiador de doble tubo en el que sólo hay un tubo dentro de otro, se pueden tener varios tubos dentro de otro más grande llamado coraza, envolvente o carcasa.

Los cambiadores de calor de coraza y tubos o de haz de tubos y envolvente son los más usados en la industria de procesos..

Existe una amplia variedad de aspectos referentes al diseño de estos equipos, aunque el número de componentes básicos es relativamente pequeño. Los componentes principales de esos cambiadores son el cabezal de entrada, el envolvente o carcasa, los tubos o haz , los espejos y el cabezal de retorno.

Los intercambiadores de haz y tubos se usan para servicios en los que se requieren grandes superficies de intercambio, generalmente asociadas a caudales mucho mayores que los que puede manejar un intercambiador de doble tubo.

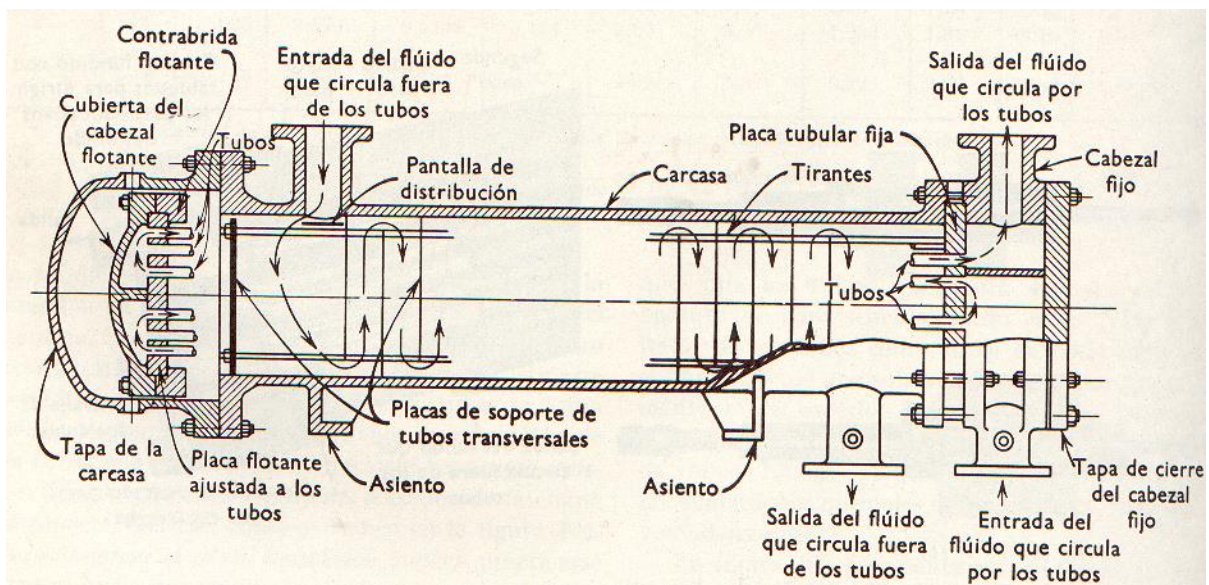


Fig.1 Esquema de un intercambiador de calor de coraza y tubos. El intercambiador tiene pasos por los tubos y un paso por la coraza (1-4),y es de cabezal flotante.

Un equipo de tubos y coraza está constituido, por tubos, espejos , mamparas , fajas de sello, boquillas , cabezales, envolvente , etc.

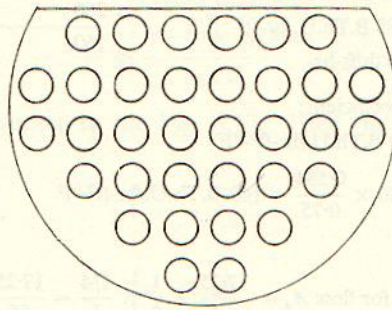


Fig.2 Mamparas para cambiadores de coraza y tubos.

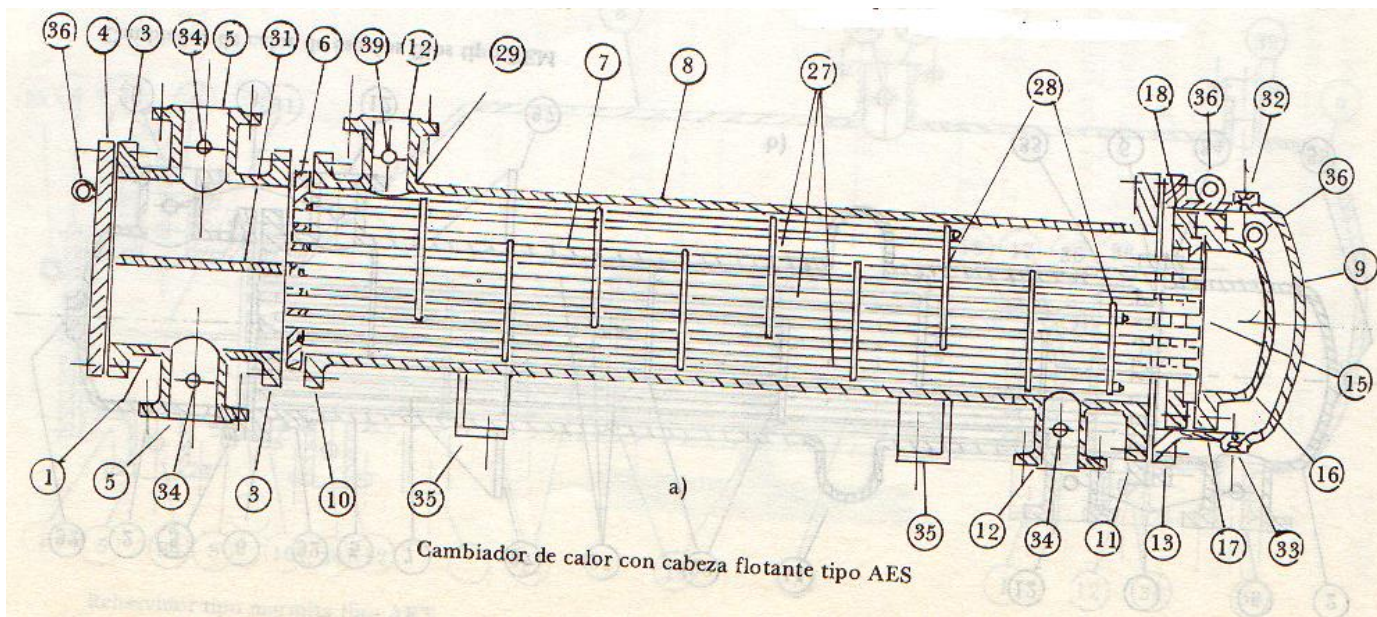


Fig.3 Elementos mecánicos de un cambiador de calor 1-2 con cabezal flotante.

- 1.-Canal de distribución-cabezal estacionario.
- 2.-Canal de distribución bonete.
- 3.-Brida del cabezal estacionario.
- 4.-Tapa del canal.
- 5.-Boquilla del cabezal estacionario.
- 6.-Espejo estacionario.
- 7.-Tubos de transmisión.
- 8.-Envolvente.
- 9.- Tapa de la envolvente.
- 10.-Boquilla de la envolvente.
- 11.- Brida de la envolvente y el espejo.
- 12.- Boquilla de la envolvente.
- 13.- Brida de la tapa del envolvente.
- 14.-Junta de expansión.
- 15.- Espejo flotante.
- 16.-Tapa del cabezal flotante.
- 17.-Brida del cabezal flotante.
- 18.- Contrabrida.
- 19.- Anillo dividido.
- 20.- Brida deslizante de apoyo.
- 21.- Tapa del cabezal flotante.
- 22.-Faldón del cabezal.
- 23.-Caja de empaques.
- 24.-Empaque.
- 25.-Contrabrida.
- 26.- Anillo opresor.
- 27.- Varillas tensoras y espaciadoras.
- 28.- Deflectores transversales.
- 29.- Mampara de choque.
- 30.- Mampara longitudinal.
- 31.- Placa de partición divisoria.
- 32.- Conexión por ventilación.
- 33.- Conexión para drenaje.
- 34.- Conexión para instrumentos.
- 35.- Silleta de soporte.
- 36.-Soporte.
- 37.- Ménsula de soporte.
- 38.- Vertedero.
- 39.- Conexión para control de nivel.

El fluido que pasa por los tubos tiene un área de flujo uniforme que permite calcular el coeficiente interno en forma relativamente fácil. Sin embargo, para el fluido que circula por la envolvente el flujo es más complicado; un flujo normal a los tubos, un flujo transversal,

contracciones, expansiones y áreas en las que se producen corrientes parásitas, mismas que se muestran en la siguiente figura.

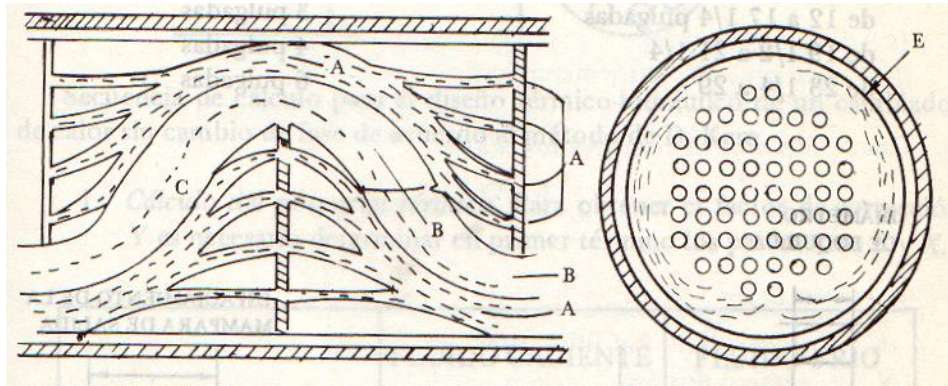


Fig.4.- Flujo en la envolvente. A flujo a través de las mamparas, B flujo transversal, C flujo normal, E sobre y alrededor de la coraza.

Los tubos son los componentes básicos de los intercambiadores, ya que son los que proveen la superficie de transferencia de calor entre los fluidos que van dentro o fuera de ellos. Los tubos para intercambiadores de calor son especiales y no se deben confundir con otros tipos de tubos comerciales. Estos tubos siguen las especificaciones BWG o AWG y vienen en longitudes de 8,10,16,20 y 24 pies. Los tubos se arreglan con espaciamentos o distancias entre centro y centro (pitch) triangular o cuadrada. En estos intercambiadores los diámetros de tubo más usuales son de 5/8, 3/4, 1, 1.25, o 1.5 pulgadas. La envolvente o coraza es simplemente otro tubo que recubre los internos. En la envolvente van las boquillas de entrada y salida de los fluidos. Las envolventes menores de 24 pulgadas se pueden construir de tubería comercial. Las envolventes mayores de 24 pulgadas se construyen con placas de metal roladas para dar las dimensiones requeridas.

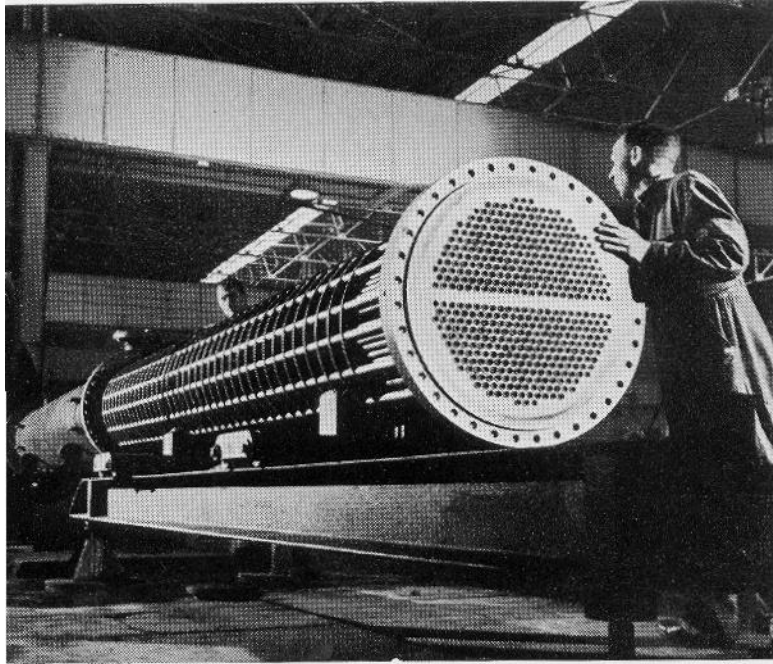


Fig5. Ensamblado de un cambiador de calor.

En estos intercambiadores para mejorar la transferencia de calor en el lado externo de los tubos se utilizan deflectores, también llamados mamparas o baffles, los cuales permiten una mejor distribución del fluido en la envolvente aumentando además la velocidad de éste.

Las mamparas tienen tres funciones: 1) soportar los tubos en posición apropiada; 2) prevenir la vibración de los tubos causadas por remolinos en el flujo; 3) guiar el fluido de la envolvente en forma transversal al haz de tubos, aumentando su velocidad y con ello el coeficiente de transferencia de calor.

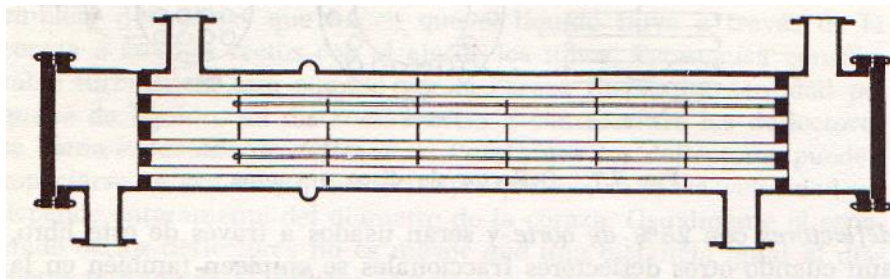


Fig.6 Cambiador de calor con un paso por los tubos y uno por la coraza (1 – 1). Véase las mamparas en la envolvente.

Para mejorar la transferencia de calor en el fluido que pasa por el interior de los tubos se colocan también mamparas que hacen que el fluido pase repetidas veces por el intercambiador de calor. A esto se le llama pasos .Los pasos aumentan la velocidad, el coeficiente de transferencia de calor , pero también las pérdidas por fricción. En un

intercambiador de calor de 8 pasos el coeficiente es cinco veces mayor que en un cambiador de un solo paso, pero la caída de presión puede ser 300 veces mayor.

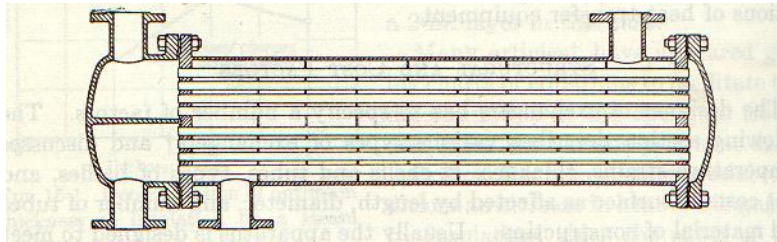


Fig 7. Intercambiador de calor con cabezales fijos, de dos pasos por los tubos y un paso por la envoltente

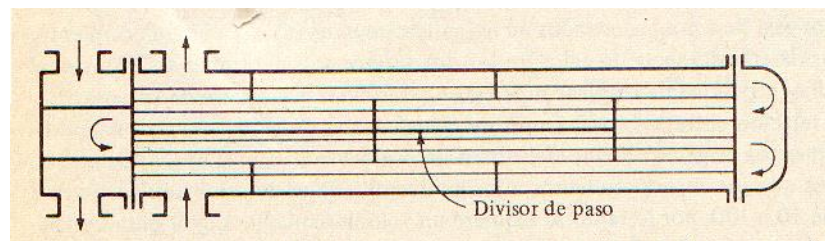


Fig.8 Intercambiador de calor de cuatro pasos por los tubos y dos por la coraza.

Se usa una amplia variedad de configuraciones en los intercambiadores de calor de carcasa y tubos, dependiendo del desempeño deseado de transferencia de calor, caída de presión y los métodos empleados para reducir los esfuerzos térmicos, prevenir fugas, fácil mantenimiento, soportar las presiones y temperaturas de operación, y la corrosión. Estos intercambiadores se construyen de acuerdo a las normas de la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores de Calor Tubulares (TEMA¹), con algunas modificaciones, dependiendo del país.

TEMA ha desarrollado una nomenclatura para designar los tipos básicos de intercambiadores de calor de carcasa y tubos. En este sistema, cada intercambiador se designa con tres letras, la primera indicando el cabezal delantero, la segunda el tipo de carcasa, y la tercera el cabezal posterior.

TEMA también ha conformado una serie de normas mecánicas para la construcción, fabricación, y materiales constructivos de tres tipos de intercambiadores de calor tubulares: R, C, B. Los intercambiadores clase R son los usados en condiciones de operación severas, en procesos petroleros y afines. La Clase C designa a los intercambiadores usados en aplicaciones comerciales y procesos generales bajo condiciones moderadas. La clase B designa a los intercambiadores de calor de carcasa y tubos usados en procesos químicos. Generalmente, en estos últimos, los materiales constructivos son no-ferrosos, mientras que en los Clase C y Clase R, se usan materiales ferrosos.

Los tipos más frecuente de intercambiador son: AES, AEP, CFU, AKT, Y AJW. Aunque pueden existir diferentes configuraciones a las mencionadas, estas no pueden ser identificadas por la nomenclatura TEMA.

La norma básica empleada para el diseño de los equipos de haz y envolvente la da la norma TEMA (Standars of tubular exchanger manufacturers association). Esta norma da letras para la especificación de los cabezales frontales y traseros, así como para la envolvente o carcasa. Los números se refieren a las diferentes partes del intercambiador, tal como se indican a continuación.

1. Cabezal fijo-Canal
2. Cabezal fijo-Bonete
3. Pestaña de cabezal fijo-Canal o Bonete
4. Tapa de canal
5. Conexión de cabezal fijo
6. Placa de tubos fija
7. Tubos
8. Carcasa
9. Tapa de Carcasa
10. Pestaña de carcasa-Cabezal fijo frontal
11. Pestaña de carcasa-Cabezal trasero
12. Conexión de carcasa
13. Pestaña tapa de carcasa
14. Junta de expansión
15. Placa de tubos flotante
16. Tapa de cabezal flotante
17. Pestaña de cabezal flotante
18. Placa sujección flotante
19. Anillo de sujección
20. Pestaña de sujección deslizante
21. Tapa de cabezal flotante-Extremo
22. Faldón placa de tubos flotante
23. Caja empaquetadura
24. Empaquetadura
25. Cierre empaquetadura
26. Anillo de Cierre
27. Varillas de unión y espaciadores
28. Baffles transversales o Placas soporte
29. Placa de choque
30. Baffle longitudinal
31. Tabique separación pasos
32. Desaireador
33. Drenaje
34. Conexión instrumentación
35. Soporte
36. Anillos de agarre
37. Soportes pared
38. Esclusa
39. Conexión Nivel líquido

Clasificación de los intercambiadores de coraza y tubos

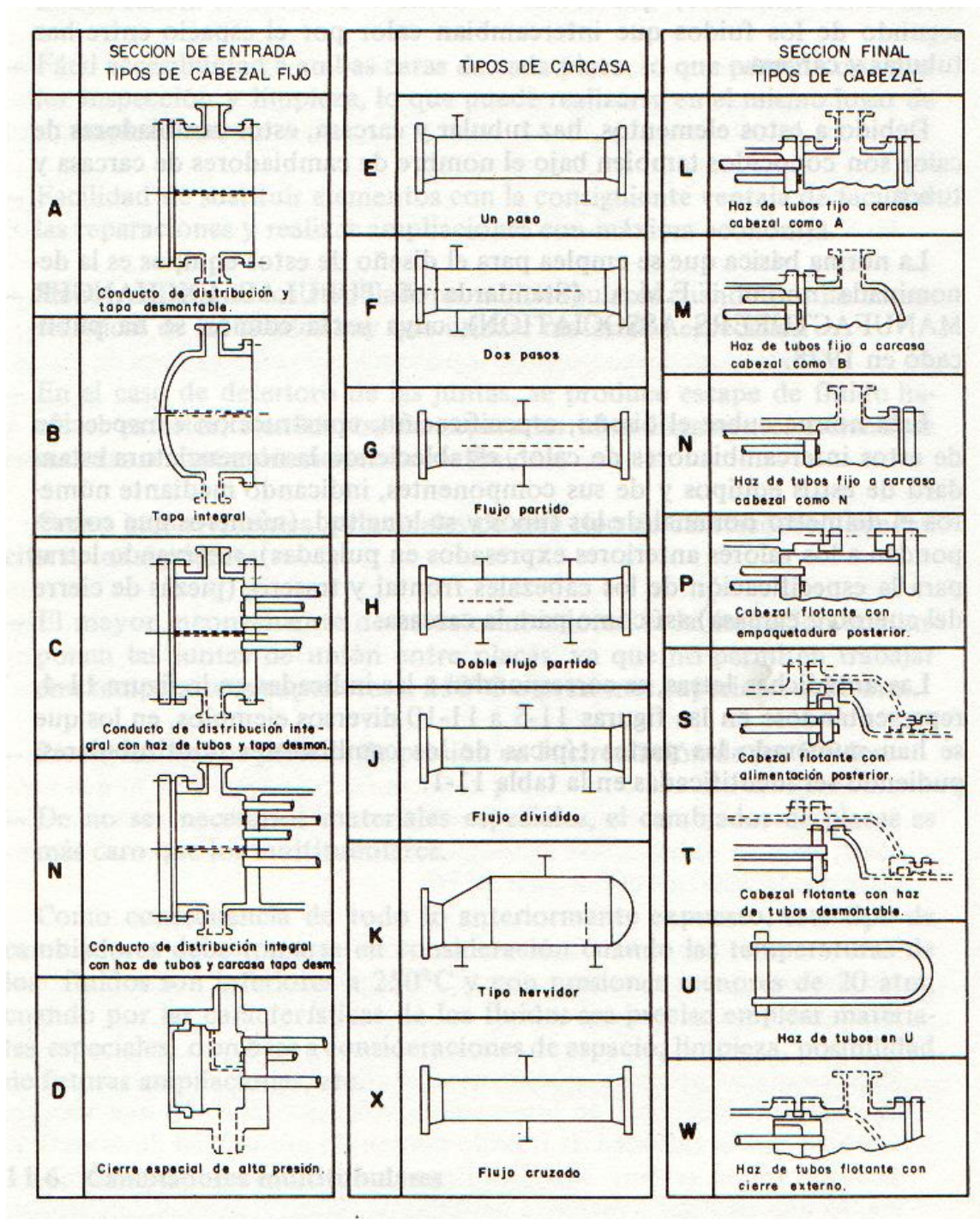
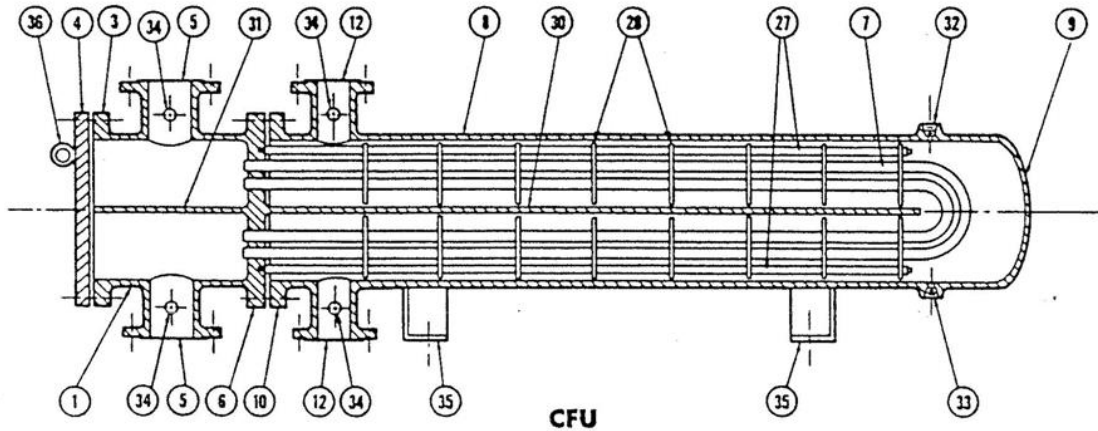


Fig.9. Clasificación de los intercambiadores de calor.

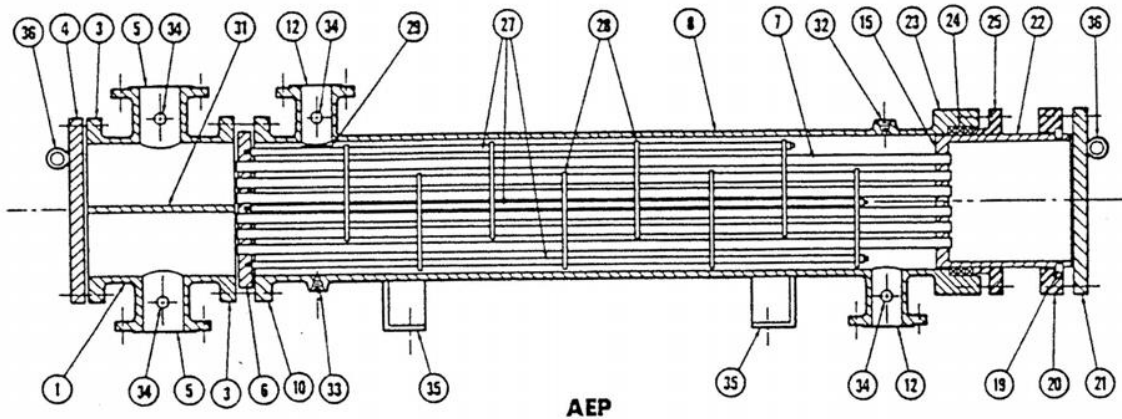
INTERCAMBIADOR DE CABEZAL Y TUBOS INTEGRADOS (tipo CFU)

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

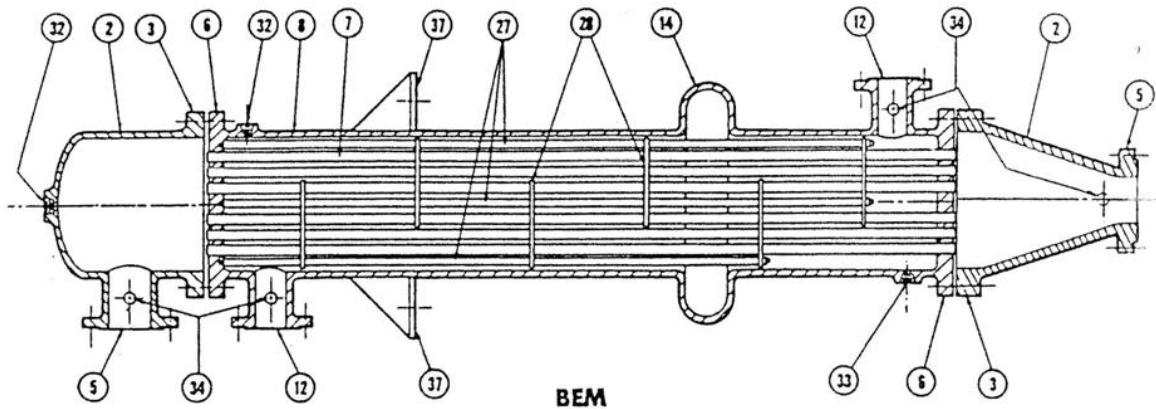


•INTERCAMBIADOR DE CABEZAL FLOTANTE EXTERIOR (tipo AEP)



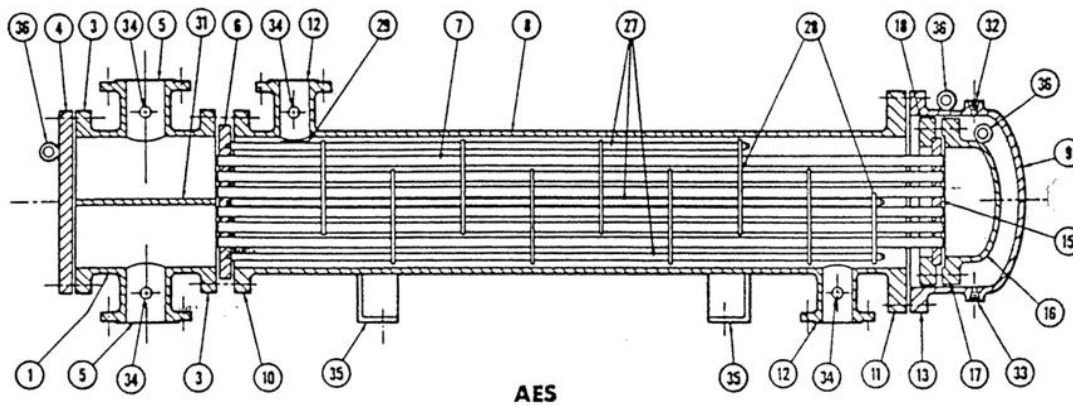
Este modelo permite cierto movimiento del cabezal flotante y puede desmontarse para limpieza. Tiene el inconveniente de necesitar más mantenimiento para mantener el empaquetado y evitar las fugas.

•INTERCAMBIADOR DE 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.

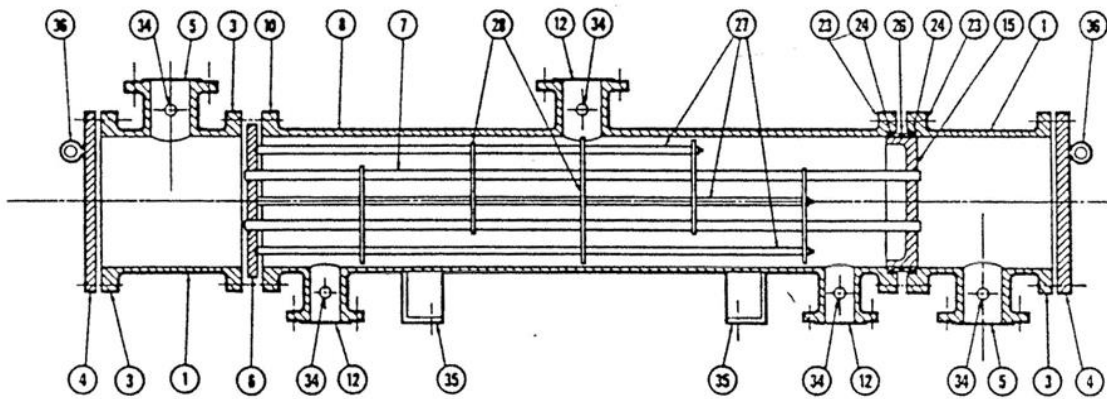
•INTERCAMBIADOR DE CABEZAL FLOTANTE INTERNO (tipo AES)



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.

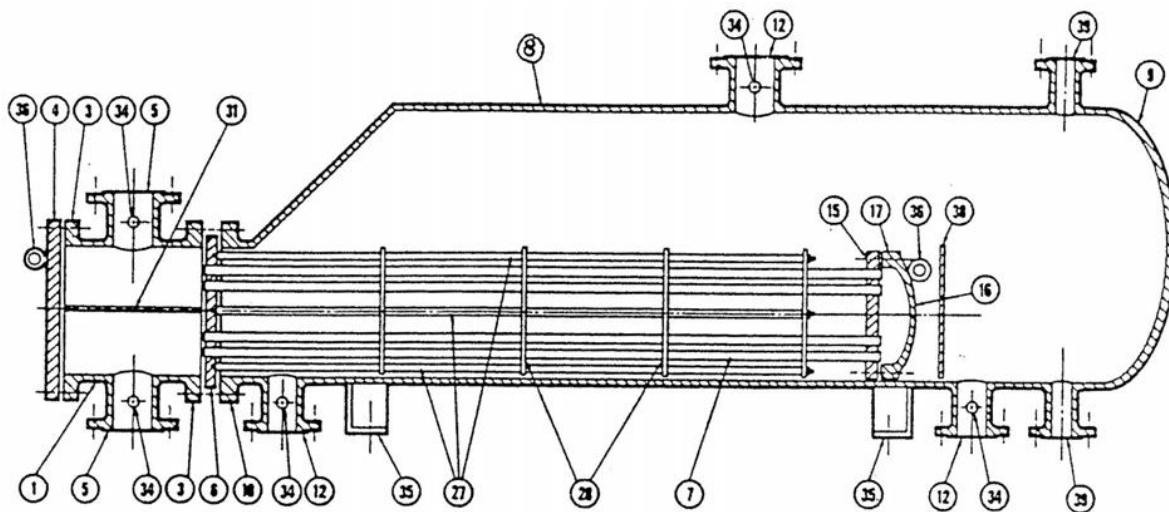
•CONDENSADOR DE FLUJO DIVIDIDO (tipo AJW)



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.

REHERVIDOR DE MARMITA (tipo AKT)



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.

¿Qué quiere decir un cambiador AES?

¿Qué quiere decir un cambiador BEM?

¿Qué es un cambiador AKT?

¿Cuándo se utilizan cabezales flotantes?



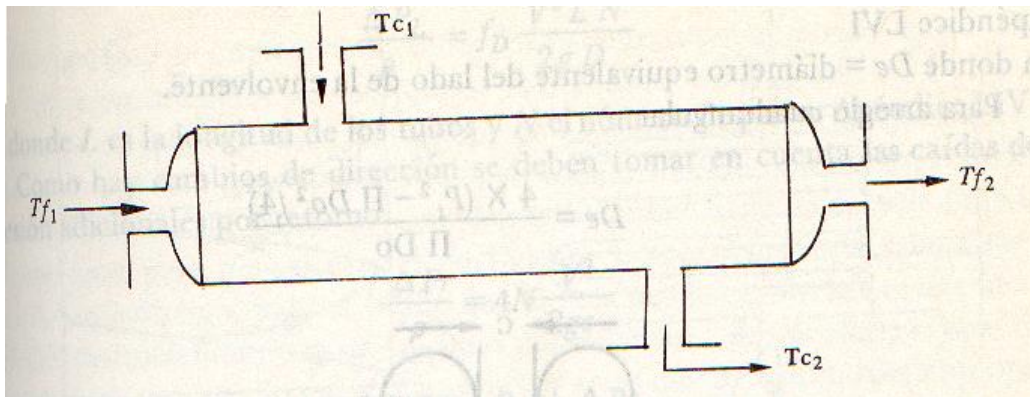
Colocación de los fluidos.

El fluido de alta presión se debe colocar en el interior de los tubos, también si es corrosivo, o si tiene tendencia al incrustamiento, ya que el interior de los tubos es más fácil de limpiar. Los fluidos de alta viscosidad se deben colocar del lado de la envolvente.

En general se debe aplicar la máxima velocidad posible utilizando una caída de presión no mayor a 0.7 kg / cm^2 .

Diferencia de temperaturas.

En los intercambiadores de calor de coraza y tubos suele presentarse el caso del múltiple paso por los tubos. En esos cambiadores el flujo no es ni en paralelo ni a contracorriente. Para resolver esa dificultad se ha convenido en calcular las diferencias medias logarítmicas como si el cambiador trabajara totalmente a contracorriente. Esa diferencia debe, sin embargo corregirse por un factor Y, que es función del número de pasos y de otras relaciones. El producto de Y por la diferencia media de temperaturas calculada como si el intercambiador de calor trabajara a contracorriente se llama diferencia de temperaturas “efectiva”. El factor de corrección Y se calcula en función de dos parámetros que llamaremos X y Z.



$$X = \frac{Tf_2 - Tf_1}{Tc_1 - Tf_1} = \frac{\text{calor recibido}}{\text{rango}}$$

$$Z = \frac{Tc_1 - Tc_2}{Tf_2 - Tf_1} = \frac{\text{calor dado}}{\text{calor recibido}} = \text{eficiencia}$$

Tf= temperatura del fluido frío y Tc = temperatura del fluido caliente.

El parámetro X es una especie de “efectividad térmica” porque es el cociente de la diferencia de temperaturas del fluido frío sobre la diferencia de temperaturas en el extremo cálido. Esto se suele interpretar como sigue: la diferencia de temperaturas del fluido frío es proporcional a la energía intercambiada en forma de calor, en tanto que la diferencia de temperaturas en el extremo caliente representa la “fuerza impulsora” del intercambio de calor.

En consecuencia el cociente de ambas diferencias mide de alguna forma el grado de eficiencia en el intercambio de calor. Si un equipo tiene un bajo valor de X es una indicación de que el intercambio de calor es difícil, porque se consigue poco intercambio con un gran gradiente térmico.

La forma analítica de las funciones que permiten calcular Y en cada paso es bastante complicada e inadecuada para cálculos manuales, aunque se usa en programas de cálculo con computadoras.

$$Y = \frac{[\ln(1 - X) - \ln(1 - XZ)] \sqrt{Z^2 + 1}}{\ln[2 - X(Z + 1 - \sqrt{Z^2 + 1})] - \ln[2 - X(Z + 1 + \sqrt{Z^2 + 1})]} \frac{1}{Z - 1}$$

En general resulta más fácil usar las gráficas elaboradas a partir de esas funciones. A continuación se muestran algunas de las gráficas usadas para la obtención de Y.

Con X, Z se puede calcular el factor Y por medio de gráficas como las siguientes:

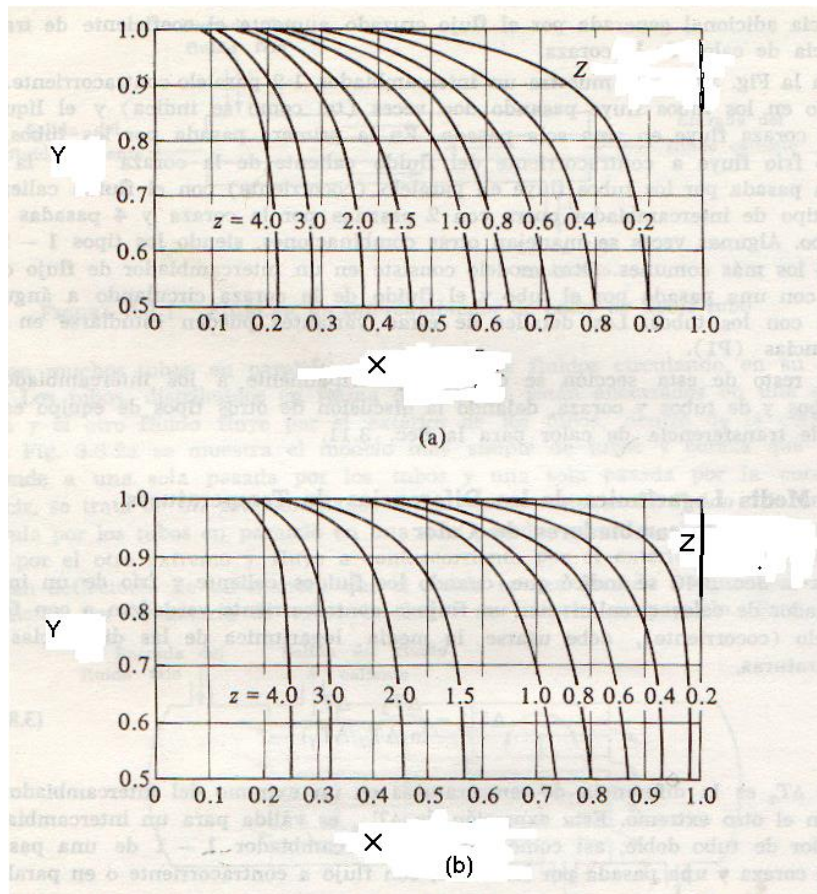


Fig.12 Factor de corrección Y: (a) intercambiador con un paso por la coraza y 2, 4,8pasos por el lado de los tubos (b) intercambiador con 2 pasos por la coraza y 4,8 pasos por el lado de los tubos.

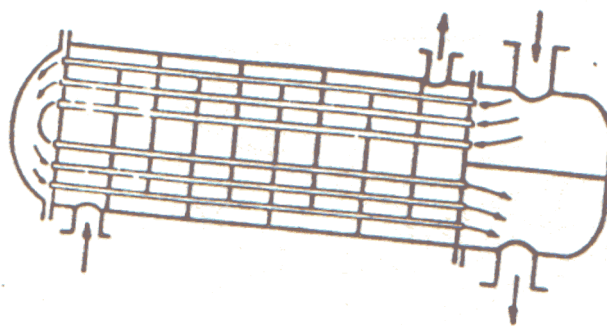


Fig. 13. Intercambiador de calor 1-2.

El factor de corrección Y no debe ser inferior a 0.8 para una configuración dada. Esto se debe a que los valores menores de 0.8 dan resultados inciertos en los cálculos. Es fácil ver en cualquiera de las figuras anteriores que si Y es menor de 0.8 la curva que representa esa configuración se hace demasiado vertical, resultando casi imposible precisar los valores del parámetro X que le corresponde.

Un cambiador 2 – 4 se usa cuando Y es menor que 0.75 para un cambiador 1-2.

Si el factor Y obtenido para un 2-4 supera el valor de 0.9 con baffles longitudinales de 75 %, un 2-4 es adecuado. Si el valor de Y está por debajo de ese valor será necesario usar más pasos de coraza hasta que el arreglo produzca Y mayores de 0.9.

Mientras más grande sea el número de pasos por la coraza mayor será el calor recuperado, sin embargo, mecánicamente es impráctico diseñar cambiadores de calor con más de dos pasos en la carcasa.

Para lograr mayores cruces se pueden usar tres cambiadores 1-2 en serie (arreglo 3 –6) o con 2 cambiadores 2-4 3n serie (4-8).

Los cambiadores con números impares de pasos de tubos son imprácticos y no se emplean.

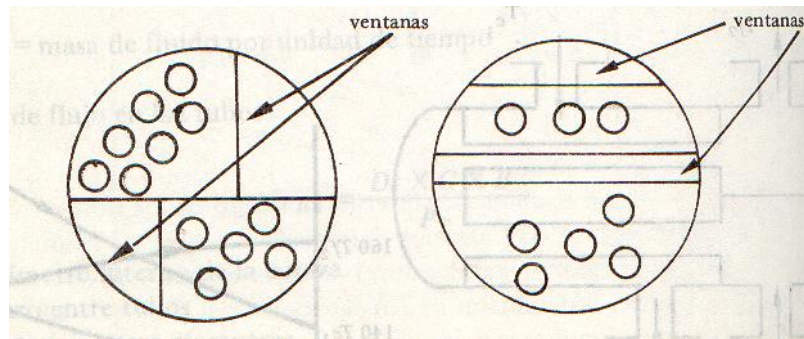


Fig.14. Mamparas en un intercambiador 2-4

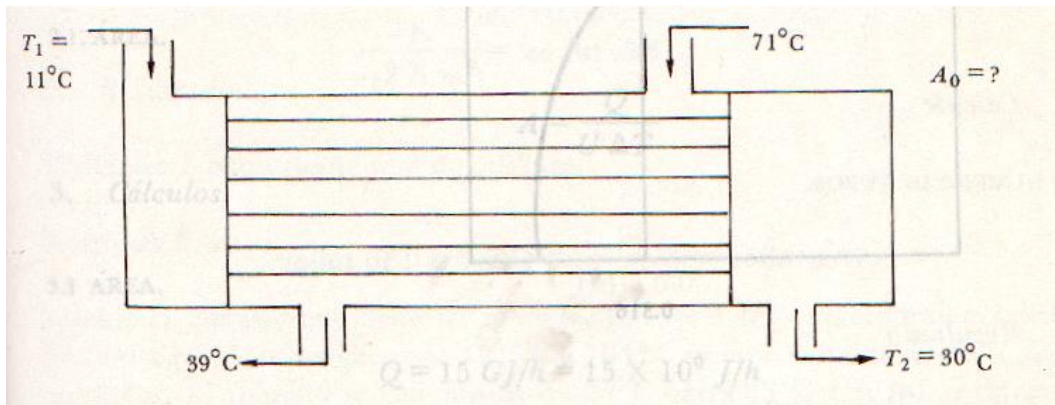
El área de flujo para mamparas con corte vertical es la mitad y el número de cruces de mamparas para calcular el ΔP será el doble.



Ejemplo 1.

En un cambiador de calor de coraza y tubos y ocho pasos por los tubos y un paso por la coraza, los gases calientes fluyen por el exterior de los tubos y los líquidos por dentro de ellos. El gas entra a 71 ° C y sale a 39 ° C, mientras que el líquido entra a 11 ° C y sale a 30 ° C. Si el coeficiente total de transferencia de calor U_o es de 26.785 kcal / h m²°C y si el calor transferido es de 25 200 kcal /h, encuentre el área de transferencia.

1.- Traducción.



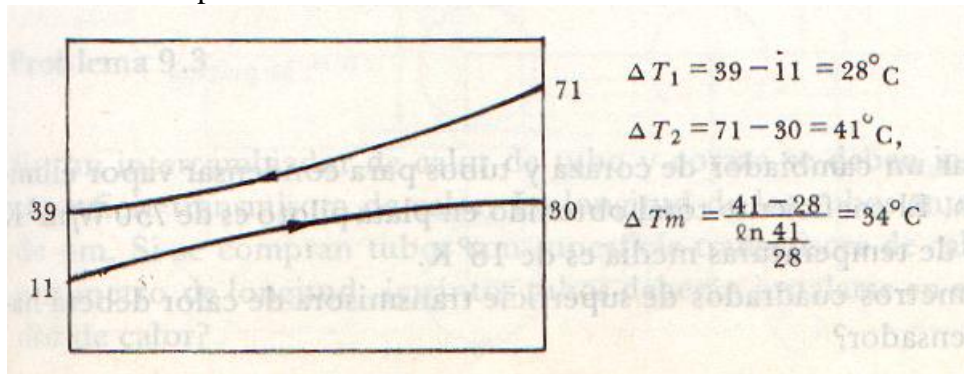
2.- Planteamiento.

2.1.- Ecuación.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m Y$$

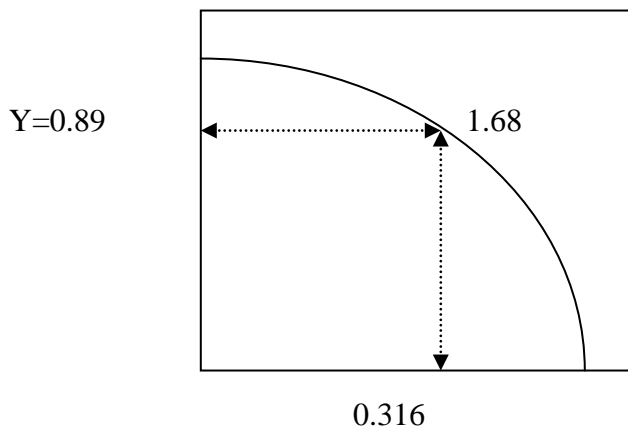
3.- Cálculos.

3.1.- Diferencia de temperaturas.



3.2.- Factor Y

$$Z = \frac{71 - 39}{30 - 11} = 1.68 \quad ; \quad X = \frac{30 - 11}{30 - 11} = 0.316$$



3.3.- Área.

$$A_o = \frac{25200}{(26.785)(34)(0.89)} = 31.09m^2$$

4.- Resultado.

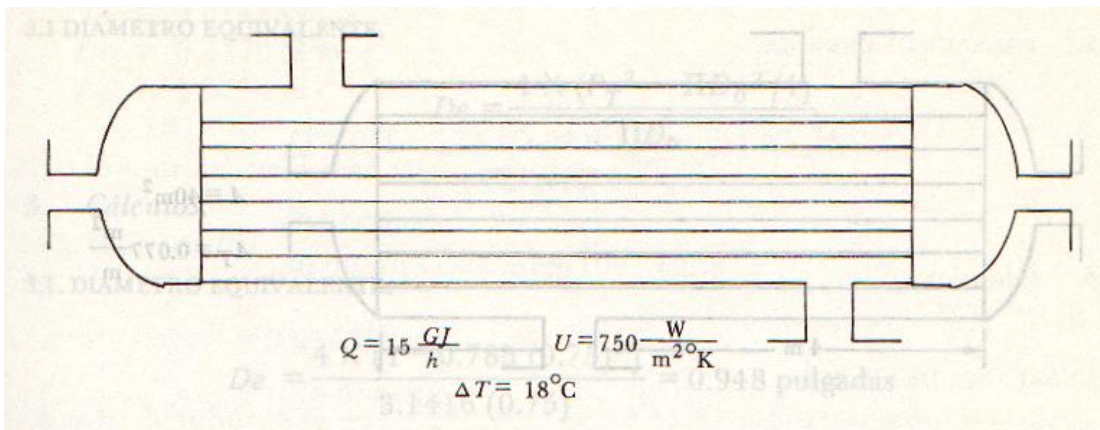
El área requerida será de 31 m².

Ejemplo 2.

Se debe diseñar un cambiador de coraza y tubos para condensar vapor eliminando 15 GJ /h. El coeficiente total obtenido en planta piloto es de 750 W /m² °K y la diferencia de temperatura media es de 18 ° K.

¿Cuántos metros cuadrados de superficie transmisora de calor deberá haber en el condensador?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Área.

$$A = \frac{Q}{U\Delta T}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Área.

$$Q = 15 \frac{GJ}{h} = 15 \times 10^9 \frac{J}{h}$$

$$A = \frac{15 \times 10^9 \frac{J}{h}}{750 \frac{W}{m^2 \cdot K} \times 18^\circ K \times 3600 \frac{s}{h}} = 308m^2$$

4.- Resultado.

El área es de 308 m².

Coefficientes.

El coeficiente total de transferencia de calor es:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k_w D_{w_m}} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{di} \frac{D_o}{D_i}}$$

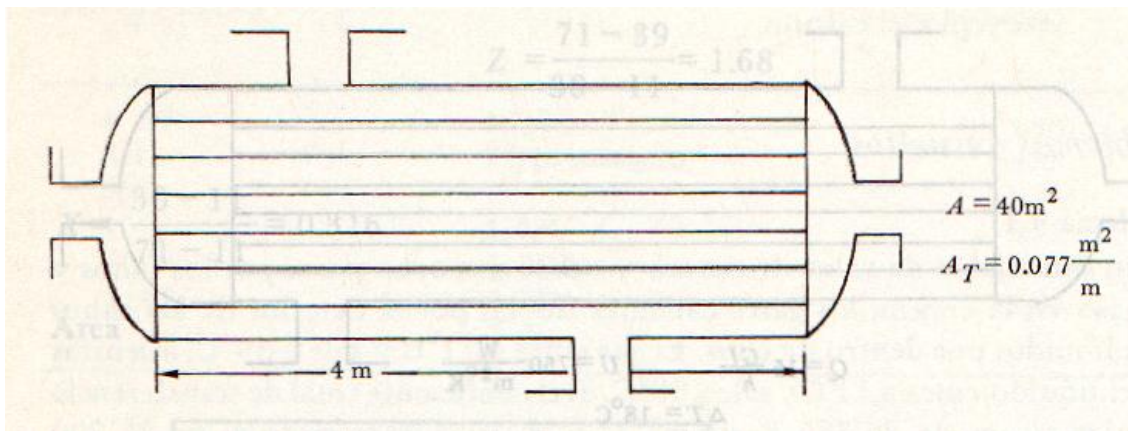
En donde Do y Di son el diámetro externo y el diámetro interno de los tubos.

En la tabla siguiente se dan algunos datos sobre el valor del coeficiente total de transferencia de calor en intercambiadores de haz y envolvente.

Ejemplo 3.

En un intercambiador de calor de tubos y coraza se deben instalar 40 m² de superficie transmisora de calor. La longitud de los tubos entre los espejos es de 4 m. Si se compran tubos con superficie transmisora de calor de 0.077 m² por metro. ¿Cuántos tubos deberán instalarse en ese intercambiador de calor?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1. Número de tubos.

$$No. \text{ de tubos} = \frac{A}{A_{tubo} \times L_{tubo}}$$

3.- Cálculos.

$$No. \text{ de tubos} = \frac{40}{0.077(4)} \cong 130 \text{ tubos}$$

4.- Resultado.

Se deberán colocar 130 tubos.

Coefficientes totales aproximados de transferencia de calor para equipos de coraza y tubos.

$$U = \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Condensadores		
<i>Lado caliente</i>	<i>Lado frío</i>	<i>U</i>
Vapor a presión	agua	1700 a 3600
Vapor a vacío	agua	1450 a 2900
Solventes orgánicos (presión atmosférica)	agua	500 a 1000
Solventes orgánicos (vacío)	salmuera	250 a 580
Solventes orgánicos con muchos incondensables a presión atmosférica	salmuera	100 a 400
Solventes orgánicos con muchos incondensables y a vacío	salmuera	50 a 250
Hidrocarburos de bajo punto de ebullición a presión atmosférica	agua	400 a 1000
Hidrocarburos de alto punto de ebullición a vacío	agua	50 a 150

Calentadores		
<i>Lado caliente</i>	<i>Lado frío</i>	<i>U</i>
Vapor	agua	1220 a 3660
Vapor	aceites ligeros	250 a 750
Vapor	aceites pesados	50 a 400
Vapor	solventes orgánicos	500 a 1000
Vapor	gases	25 a 250
Dowtherm	gases	20 a 200
Dowtherm	aceites pesados	40 a 300

Intercambiadores sin cambio de estado.		
<i>Lado caliente</i>	<i>Lado frío</i>	<i>U</i>
Agua	agua	730 a 145
Solventes orgánicos	agua	250 a 730
Gases	agua	15 a 250
Aceites ligeros	agua	300 a 780
Aceites pesados	agua	50 a 250
Solventes orgánicos	aceites ligeros	100 a 340
Agua	salmuera	500 a 1000
Solventes orgánicos	salmuera	150 a 440
Gases	salmuera	15 a 250
Solventes orgánicos	solventes orgánicos	100 a 300
Aceites pesados	aceites pesados	40 a 250

Los coeficientes individuales deben calcularse por medio de correlaciones apropiadas.

Para el fluido que circula por *el interior de los tubos sin cambiar de fase:*

En el caso de que los gases o los líquidos se desplacen en forma forzada por el interior de tubos los coeficientes dependerán del régimen de flujo que se presente:

Flujo laminar

La ecuación general aplicable a este caso es:

$$Nu = 2 \left(\frac{W C_p}{k L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

Siendo:

W = kg / h de fluido que pasa por el interior del tubo.

L = longitud del tubo en m, μ_s viscosidad del fluido a la temperatura media de la pared, μ viscosidad a la temperatura media del fluido, k conductividad térmica del fluido a la temperatura media del fluido, Cp capacidad calorífica media del fluido y Un es el número de Nusselt.

Para fluidos poco viscosos o cuando Ts es grande:

$$Nu = 1.75 \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left[\frac{W C_p}{k L} (1 + 0.015 Z)^{\frac{1}{3}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

En donde

$$Z = \frac{L^2}{D^2} Gr Pr$$

Región de transición

Para Re de 2100 a 10 000

$$\frac{h D}{k} = 0.116 \left[Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right] (Pr)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

Todas las propiedades del fluido, excepto μ_s , se evalúan a la temperatura media de éste:

Flujo turbulento

Para Re > de 10 000

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \text{ En calentamiento}$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \text{ En enfriamiento}$$

En el caso de los gases, como el Pr es constante e igual a 0.74

$$Nu = 0.021 Re^{0.8}$$

Para fluidos muy viscosos

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

En la que μ_s es la viscosidad del fluido a la temperatura media de la pared del tubo y μ es la viscosidad del fluido a la temperatura media del fluido.

Las ecuaciones anteriores se encuentran dibujadas en la gráfica siguiente:

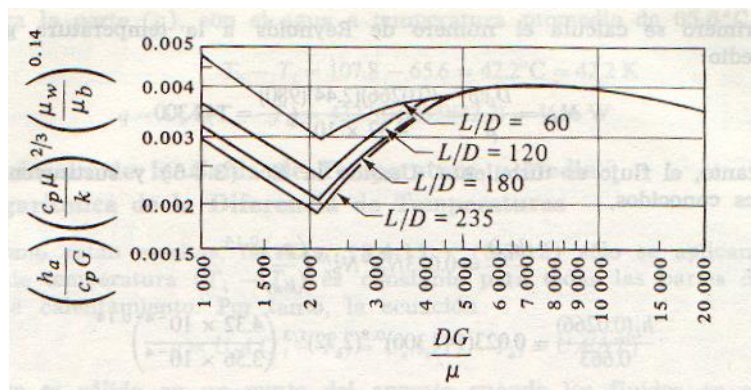


Fig.15.- Coeficientes de transferencia de calor por el interior de tubos.

Fluidos por el exterior de los tubos o fluidos que circulan por la envolvente

Para los fluidos que circulan por el exterior de los tubos sin cambiar de fase:

$$\frac{hoDo}{k} = 0.36 \left(\frac{De Gs}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} (Pr)^{0.33}$$

Para valores del Reynolds que van de 2000 a 1 000 000 y con mamparas de 25 % de corte.

En donde $G_s = \frac{W}{a_s} = \frac{kg}{h m^2}$

W= gasto del fluido en Kg/h; a_s = área de flujo transversal en la coraza

$$a_s = \frac{D_s \times C' \times B}{P_T}$$

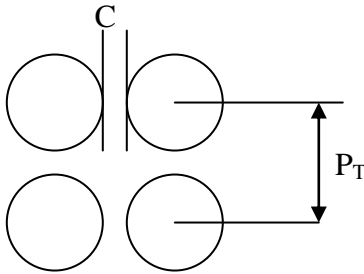
B = espacio entre los deflectores; P_T espaciamiento entre tubos; D_s diámetro interno de la coraza; C' espacio entre tubos; de diámetro equivalente; Do diámetro exterior de los tubos. En donde De = diámetro equivalente del lado de la envolvente.

Para arreglo cuadrangular

$$De = \frac{4 \times (P_t^2 - \frac{\pi D_o^2}{4})}{\pi D_o} = \frac{4 P_t^2}{D_o} - D_o$$

Para arreglo triangular o tresbolillo.

$$De = \frac{4 \left(\frac{P_t}{2} \times 0.86 P_t - \frac{\pi D_o^2}{8} \right)}{\frac{\pi D_o}{2}} = \frac{3.44 P_t^2}{\pi D_o} - D_o$$



Datos sobre tubos para intercambiadores de calor

Diámetro exterior del tubo en pulgadas	BWG	Espesor de la pared en pulgadas	Diámetro interno en pulgadas	Área de flujo en pulgadas	Área superficial en ft ²	
					Externa	Interna
1/2	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748
	14	0.083	0.334	0.0876		
	16	0.065	0.370	0.1076		
	18	0.049	0.402	0.127		
	20	0.035	0.430	0.145		
3/4	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263
	11	0.120	0.510	0.204		
	12	0.109	0.532	0.223		
	13	0.095	0.560	0.247		
	14	0.083	0.584	0.268		
	15	0.072	0.606	0.289		
	16	0.065	0.620	0.302		
	17	0.058	0.634	0.314		
	18	0.049	0.652	0.334		
1	8	0.165	0.67	0.355	0.2618	0.1754
	9	0.148	0.704	0.389		
	10	0.134	0.732	0.421		
	11	0.120	0.760	0.455		
	12	0.109	0.782	0.479		
	13	0.095	0.810	0.515		
	14	0.083	0.834	0.546		
	15	0.072	0.856	0.576		
	16	0.065	0.87	0.594		
	17	0.058	0.884	0.613		
18	0.049	0.902	0.639			
1 1/4	8	0.165	0.92	0.665	0.3271	0.2409
	9	0.148	0.959	0.714		
	10	0.134	0.982	0.757		
	11	0.12	1.01	0.9		
	12	0.109	1.03	0.836		
	13	0.095	1.06	0.884		
	14	0.083	1.08	0.923		
	15	0.072	1.11	0.96		
	16	0.065	1.12	0.985		
	17	0.058	1.13	1.01		
18	0.049	1.15	1.04			
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063
	9	0.148	1.2	1.14		
	10	0.134	1.23	1.19		
	11	0.12	1.26	1.25		
	12	0.109	1.28	1.29		
	13	0.095	1.31	1.35		
	14	0.083	1.33	1.4		
	15	0.072	1.36	1.44		
	16	0.065	1.37	1.47		
	17	0.058	1.38	1.50		
18	0.049	1.4	1.54			

Disposición de los tubos en cambiadores de coraza y tubos.
Arreglo cuadrado.

Tubo de diámetro externo de 1/4 de pulgada
en arreglo cuadrangular con distancia
entre ejes de 9/16 de pulgada

Tubos de diámetro externo de 1/2 de pulgada
en arreglo cuadrangular con distancia
entre ejes de 7/8 de pulgada

Diámetro interno de la coraza en pulgadas	Arreglo cuadrado							
	1-Pasos	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos	10-Pasos	12-Pasos	14-Pasos
12 1/4	16	12	10	16	16	12	12	12
13 1/4	30	24	22	22	22	16	16	22
15 1/4	32	30	30	35	31	29	25	29
17 1/4	44	40	37	48	44	39	34	32
19 1/4	56	53	51	64	56	50	45	43
21 1/4	78	73	71	82	78	62	57	54
23 1/4	96	90	86	82	78	74	70	66
25	127	112	106	102	96	94	86	84
27	140	135	127	123	115	108	102	98
29	166	160	151	146	140	127	120	116
31	193	188	178	174	166	151	141	138
33	226	220	209	202	193	176	164	160
35	258	252	244	238	226	202	188	182
37	293	287	275	268	258	224	217	210
39	334	322	311	304	293	252	237	230
	370	362	348	342	336	246	237	224

Fuente: D. Q. Kern, Procesos de transferencia de calor. Ed. C.E.C.S.A. México, 1982, Tabla 9: Págs. 946 y 947.

Disposición de los tubos en los cambiadores de coraza y tubos.
Arreglo triangular.

Tubos de 3/4 de pulgada de diámetro
externo en arreglo triangular
con distancia entre ejes de 15/16 de pulgada

Tubos de 3/4 de pulgada de diámetro
externo en arreglo triangular
con distancia entre ejes de 1 pulgada

Diámetro interno de la coraza en pulgadas	Diámetro interno de la coraza en pulgadas									
	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36
12	169	98	86	82	78	12	92	82	76	74
13	127	114	96	90	86	13 1/4	109	106	86	82
15	170	160	140	136	128	15 1/4	151	138	122	118
17	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172
19	301	282	252	244	234	19 1/4	262	250	226	216
21	361	342	314	306	290	21 1/4	316	302	278	272
23	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	559	534	488	474
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538
31	847	822	766	722	720	31	745	720	678	666
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100
										1078

Disposición de los tubos en cambiadores de coraza y tubos.
Arreglo cuadrado.

Diámetro externo de 3/4 de pulgada
arreglo cuadrado con distancia
entre ejes de 1 pulgada

Diámetro externo de 1 pulgada
en arreglo cuadrado con distancia
entre ejes de 1 1/4 de pulgada

Diámetro interno de la coraza en pulgadas	Arreglo cuadrado con 3/4 de pulgada entre ejes								Diámetro interno de la coraza en pulgadas	Arreglo cuadrado con 1 pulgada entre ejes							
	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos		6-Pasos	8-Pasos	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos	
8	32	26	20	20	20	8	21	16	14	14	21	16	14	14	24		
10	52	52	40	36	36	10	32	32	26	24	32	32	26	24	38		
12	81	76	68	68	68	12	48	45	40	38	48	45	40	38	44		
13 1/4	97	90	82	76	76	13	61	56	52	48	61	56	52	48	44		
15 1/4	137	124	116	108	108	15	81	76	68	68	81	76	68	68	64		
17 1/4	177	166	158	150	150	17	112	112	96	90	112	112	96	90	82		
19 1/4	224	220	104	192	192	19	138	132	128	122	138	132	128	122	116		
21 1/4	277	270	146	240	240	21	177	166	158	152	177	166	158	152	148		
23 1/4	341	324	308	302	302	23	213	208	192	184	213	208	192	184	184		
25	413	394	370	356	356	25	260	252	238	226	260	252	238	226	222		
27	481	460	432	420	420	27	300	288	278	268	300	288	278	268	260		
29	553	526	480	468	468	29	341	326	300	294	341	326	300	294	286		
31	657	640	600	580	580	31	406	398	380	368	406	398	380	368	358		
33	749	718	688	676	676	33	465	460	432	420	465	460	432	420	414		
35	845	824	780	766	766	35	522	518	488	484	522	518	488	484	472		
37	934	934	914	806	806	37	596	574	562	544	596	574	562	544	532		
39	1049	1024	982	968	968	39	665	644	624	612	665	644	624	612	600		

Disposición de los tubos en los cambiadores de coraza y tubos.

Arreglo triangular.

Tubos de 1 pulgada de diámetro exterior en arreglo triangular con distancia entre ejes de 1 1/4 de pulgada

Tubos de 1 1/4 de pulgada de diámetro exterior en arreglo triangular con distancia entre ejes de 1 9/16 de pulgada

Diámetro interno de la coraza en pulgadas	Arreglo triangular											
	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos	Diámetro interno de la coraza en pulgadas	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos	
8	21	16	16	14	14							
10	32	32	26	24	24	10	20	18	14			
12	55	52	48	46	44	12	32	30	26	22	20	
13	68	66	58	54	50	13 1/4	38	36	32	28	26	
15	91	86	80	74	72	15 1/4	54	51	45	42	38	
17	131	118	106	104	94	17 1/4	69	66	62	58	54	
19	163	152	140	136	128	19 1/4	95	91	86	78	69	
21	199	188	170	164	160	21 1/4	117	112	105	101	95	
23	241	232	212	212	202	23 1/4	140	136	130	123	117	
25	294	282	256	252	242	25	170	164	155	156	140	
27	349	334	302	296	286	27	202	196	185	179	170	
29	397	376	338	334	316	29	235	228	217	212	202	
31	472	454	430	424	400	31	275	270	255	245	235	
33	538	522	486	470	454	33	315	305	297	288	275	
35	608	592	562	546	532	35	357	348	335	327	315	
37	674	664	632	614	598	37	407	390	380	374	357	
39	766	736	700	688	672	39	449	436	425	419	407	

Caídas de presión.

Las caídas de presión del lado de los tubos se obtiene con:

$$\frac{\Delta P_L}{\rho} = f_D \frac{V^2 L N}{2gD}$$

En donde L es la longitud de los tubos y N el número de pasos.

Como hay cambios de dirección, se deben tomar en cuenta las caídas de presión adicionales causadas por los retornos.

$$\frac{\Delta Pr}{\rho} = 4N \frac{V^2}{2gc}$$

$$\Delta P_{total} = \Delta P_L + \Delta Pr$$

Las caídas de presión en el exterior de los tubos (la envolvente) se calcula mediante:

$$\frac{\Delta Ps}{\rho} = f_s \frac{Gs^2 Ds(n+1)}{2 gc De \rho^2}$$

n= número de mamparas.

Para obtener fs se utiliza la figura siguiente:

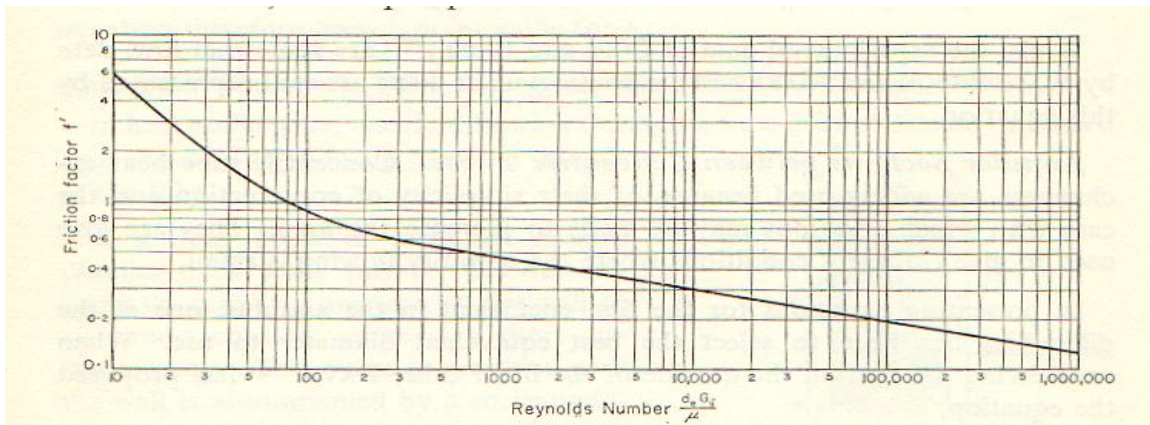


Fig. 16.-Factor fs.

VARIABLES GEOMÉTRICAS.

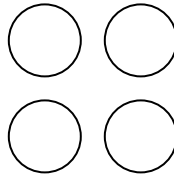
Para diseñar los cambiadores es necesario indicar los pasos, el tipo de arreglo, el tipo de deflectores, el diámetro y número de tubos, etc.

El número de pasos aumenta la velocidad, lo que a su vez aumenta el coeficiente de transferencia de calor, pero también las pérdidas por fricción.

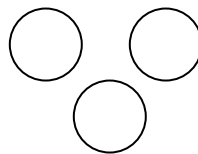
Los tubos se escogen con base en el diámetro externo, siendo los más comunes los de 3/4 de pulgada y los de una pulgada.

Los arreglos más comunes son:

Para tubos de $\frac{3}{4}$ de pulgada OD Arreglo cuadrado Espaciamiento(Pitch) de 1"	Para tubos de 1 " OD Arreglo cuadrado Espaciamiento 1.25 "
---	--



Para tubos $\frac{3}{4}$ de pulgada OD Arreglo Triangular Espaciamiento 15/16	Para tubos de 1" OD Arreglo triangular Espaciamiento 1.25"
---	--



Las boquillas de entrada y salida de los fluidos se escogen de acuerdo al diámetro interno de la coraza.

Diámetro de la coraza	Diámetro de la boquilla
Menos de 12 pulgadas	2 pulgadas
De 12 a 18 pulgadas	3 pulgadas
De 19 a 21 pulgadas	4 pulgadas
De 22 a 29 pulgadas	6 pulgadas

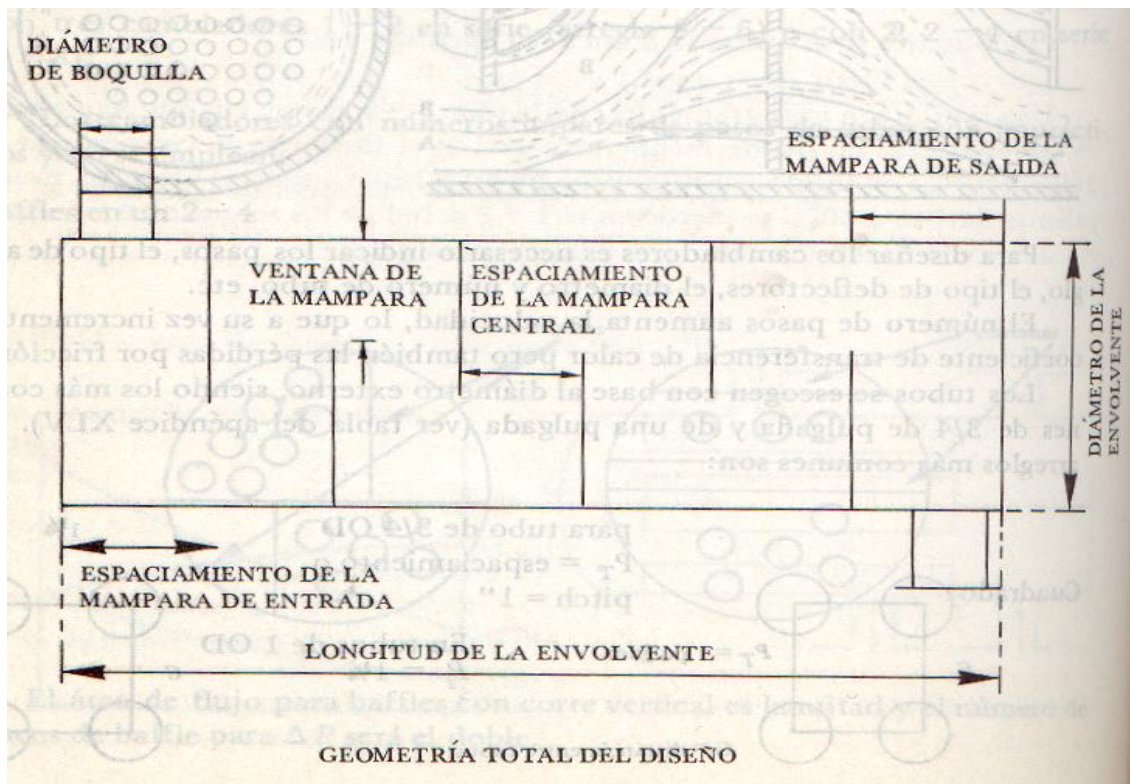


Fig.17.- Geometría de diseño.

El diámetro de la carcasa se puede obtener mediante el caudal de líquido que pasa por ella Ca_c y la velocidad de diseño del fluido V_c de donde la sección libre de paso del fluido por la carcasa será:

$$S_{lp} = \frac{Ca_c}{V_c}$$

La sección de la carcasa se obtiene entonces por:

$$S_c = N_c \times S_{lp} + N_p \times n \frac{\pi D_o^2}{4}$$

En donde:

S_c es la sección de la carcasa, n es el número de tubo por paso, D_o es el diámetro externo de los tubos, N_p el número de pasos en los tubos y N_c es el número de pasos por la envolvente.

Con ello el diámetro de la carcasa será:

$$D_s = \sqrt{\frac{4S_c}{\pi}}$$

Este es un diámetro teórico, pues se debe dejar otros espacios para los baffles, los espejos, etc.



El diámetro de la envolvente (coraza, carcasa, shell) depende del número de tubos y se puede escoger también, mediante tablas o dibujos, con base al número de pasos y tubos. Otra forma de encontrar el diámetro de la envolvente es mediante las fórmulas siguientes:

$$D_s = 1.15P_T \sqrt{N_T} \quad \text{para arreglo triangular}$$

$$D_s = 1.25P_T \sqrt{N_T} \quad \text{para arreglo cuadrado}$$

Las longitudes más comunes de tubo son de 8, 12 y 16 pies. Para mejorar la turbulencia se utilizan mamparas que van espaciadas de 1/5 del diámetro de la coraza hasta un diámetro. Las más comunes son las mamparas segmentadas con 75 % de diámetro de coraza o 25 % de ventana.

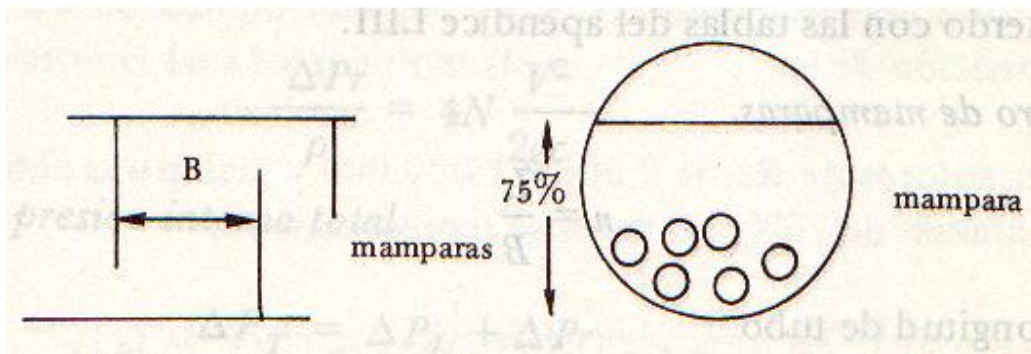
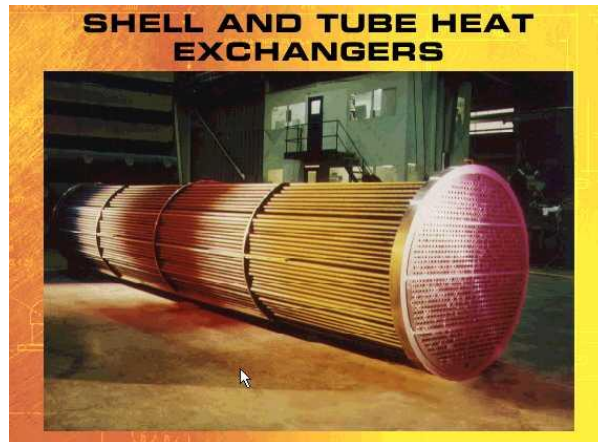


Fig.18.- Mamparas del 75 %.



Área de paso máximo entre las mamparas o baffles.

Si D_s es el diámetro de la coraza y hay T tubos en ese espacio en una distancia entre tubos P_T salvo los extremos que se encuentran a $P_T/2$ de la superficie interna de la carcasa, siendo C el claro entre tubos y D_o el diámetro externo de estos y B la distancia entre baffles consecutivos, entonces el área de paso entre dos tubos consecutivos será:

$$S = C B$$

Al existir T tubos habrá también T espacios entre tubos dada la colocación de estos, con lo que el área de paso máxima será:

$$S = T C B$$

Pero como

$$T = \frac{D_s}{P_T}$$

Resulta que:

$$S = \frac{D_s}{P_T} \times C \times B = a_s$$

La velocidad másica en la carcasa será:

$$G_s = \frac{M}{S}$$

Y el número de baffles en el intercambiador N_b será:

$$N_b = \frac{L}{B} - 1$$

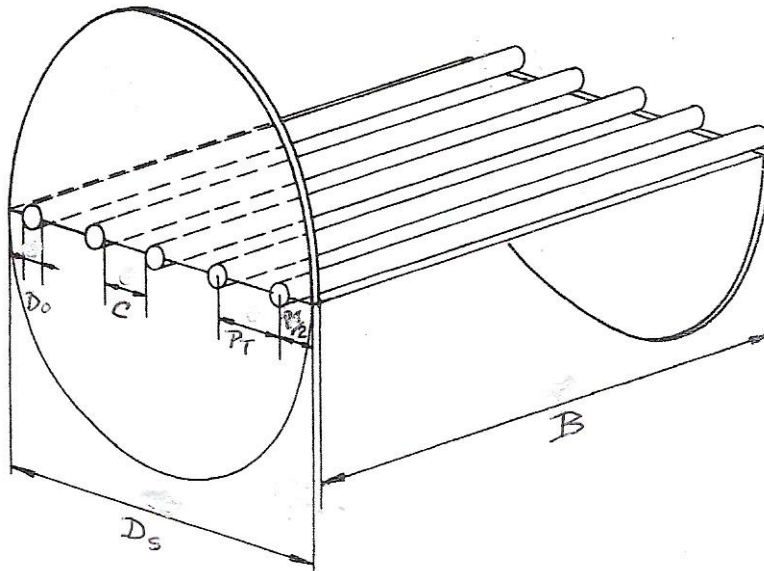


Fig. 19 .- Arreglo en el interior del intercambiador.

Secuencia de cálculo según el método de Kern¹ para el dimensionamiento de un cambiador de calor de coraza y tubos sin cambio de fase.

1.- Cálculo del potencial térmico.

Se debe efectuar el balance de energía, así se conocerán los gastos de los fluidos y las temperaturas de entrada y salida de los mismos.

2.- Obtención de la diferencia media de temperaturas.

Las diferencias de temperaturas se calculan como si fuera un 1-1 con flujo a contracorriente.

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

Luego se procede a calcular Y mediante:

$$X = \frac{T_{f_2} - T_{f_1}}{T_{c_1} - T_{f_1}} = \frac{\text{calor recibido}}{\text{rango}}$$

$$Z = \frac{T_{c_1} - T_{c_2}}{T_{f_2} - T_{f_1}} = \frac{\text{calor dado}}{\text{calor recibido}} = \text{eficiencia}$$

¹ Robert Kern (1920-1998) ingeniero y catedrático norteamericano autor de numerosos artículos sobre flujo de fluidos y transferencia de calor.

3.- Suponer un coeficiente de transferencia de calor y calcular el área de transferencia de calor de acuerdo a la ecuación

$$Q = U_o A_o \Delta T_m Y$$

El número de tubos requeridos será:

$$N_T = \frac{A_o}{\text{área de transferencia de calor del tubo}}$$

Los diámetros de tubos más frecuentes:

Para $D_o = 0.75$ pulgadas el área de flujo de calor es de $0.1963 \frac{\text{pies cuadrados}}{\text{pie de tubo}}$

Para $D_o = 1$ pulgada, el área de flujo de calor es de $0.2618 \frac{\text{pies cuadrados}}{\text{pie de tubo}}$

4.- Con el número de tubos se puede obtener el número de pasos por el lado de los tubos y el diámetro de la coraza D_s mediante las tablas del apéndice.

5.- Número de mamparas en la envolvente.

$$N = (L / B) - 1$$

En donde L = longitud del tubo y B espaciamiento entre las mamparas.

6.- Cálculo del área de flujo del fluido que pasa por el interior de los tubos.

$$a_T = \frac{N_T \times a_f}{N}$$

N_T = número de tubos; a_f = área de flujo por tubo ; N = número de pasos.

7.- Cálculo del Reynolds en los tubos-

$$Re_T = \frac{D_i G_T}{\mu}$$

$$G_T = \frac{M}{a_T}$$

G_T = masa velocidad del fluido

M = masa del fluido / tiempo.

8.- Cálculo del coeficiente interno. El coeficiente h_i se obtiene a partir de:

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

Para Reynolds mayores de 10 000. D_i diámetro interno ; μ = viscosidad a la temperatura media del fluido ; μ_s = viscosidad del fluido a la temperatura de la pared.

9.- Cálculo del área de flujo en la envolvente.

$$a_s = \frac{D_s \times C \times B}{P_T}$$

10.- Diámetro equivalente del lado de la envolvente.

Para arreglo cuadrado

$$De = \frac{4 \times (P_t^2 - \frac{\pi D_o^2}{4})}{\pi D_o}$$

Para arreglo triangular

$$De = \frac{4 \left(\frac{P_T}{2} \times 0.86 P_T - \frac{\pi D_o^2}{8} \right)}{\frac{\pi D_o}{2}}$$

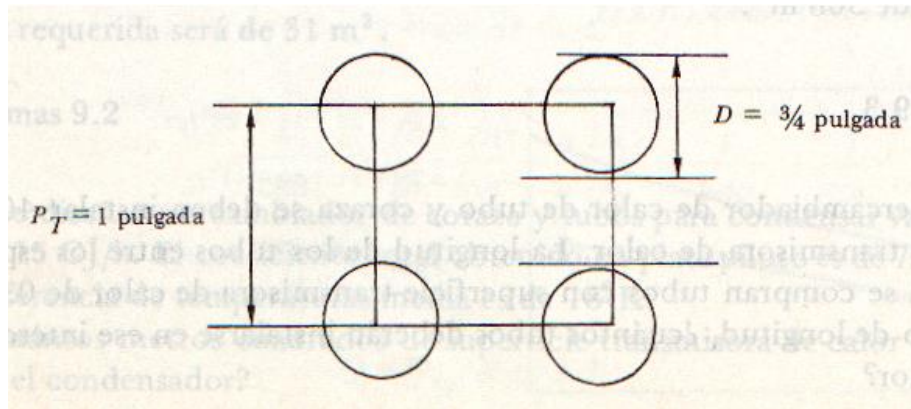
En la tabla siguiente se muestra el diámetro equivalente para los arreglos más comunes.

Diámetro externo del tubo en pulgadas	Espaciamientos en pulgadas	Diámetro equivalente en pulgadas
3/4	1 " cuadrado	0.95
1	1.25 " cuadrado	0.99
1.25	1 9 /16 cuadrado	1.23
1.5	1 7 /8 cuadrado	1.48
3/4	15 /16 triangular	0.55
3/4	1 triangular	0.73
1	1 1/4 triangular	0.72
1 1/4	1 9 /16 triangular	0.91
1.5	1 7 /8 triangular	1.08

Ejemplo 4.

Calcule el diámetro equivalente del lado de la coraza para tubos de ¾ de pulgada de diámetro externo en un arreglo cuadrado de 1 pulgada.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Diámetro equivalente.

$$De = \frac{4 \times (P_T^2 - \frac{\pi D_o^2}{4})}{\pi D_o}$$

3.- Cálculos.

3.1. Diámetro equivalente.

$$De = \frac{4 \times (1 - 0.785(0.75)^2)}{3.1416(0.75)} = 0.948 \text{ pulgadas.}$$

Esto coincide con lo que indica la tabla.

De = 0.024 m

4.- Resultado.

El diámetro equivalente es de 0.024 m.

11.- Obtención del coeficiente externo ho.

Para valores de Re de 2000 a un millón y mamparas con corte segmentado de 25 % de ventana, los datos se representan por :

$$\frac{hoDo}{k} = 0.36 \left(\frac{De Gs}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} (Pr)^{0.33}$$

12.- Coeficiente total de transferencia de calor.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + Rdo + \frac{x Do}{k_w Dw_m} + \frac{Do}{Di h_i} + Rdi \frac{Do}{Di}}$$

13.- Área del intercambiador

$$Q = U_o A_o \Delta T_m Y$$

Si el área calculada es igual al área supuesta se detiene el cálculo; si no es así, se obtiene el número nuevo de tubos, el nuevo diámetro de la carcasa y se repite el cálculo.

14.- Cálculo del factor de fricción por los tubos.

Con el número de Reynolds se obtiene el factor f_D mediante la gráfica de Moody.

15.- Caída de presión en los tubos.

La caída máxima permisible es de 0.7 kg / cm².

Por tramos rectos.

$$\frac{\Delta P_L}{\rho} = f_D \frac{V^2 L N}{2 gc Di}$$

Para retornos

$$\frac{\Delta Pr}{\rho} = 4N \frac{V^2}{2gc}$$

Caída total

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta Pr$$

También:

$$\Delta P = \frac{\rho V^2 L Np}{Di} f' + 2Np \rho V^2$$

En donde Np número de pasos, L longitud de los tubos y

$$f' = 0.0028 + 0.25 Re^{-0.32} \quad \text{Mc. Adams.}$$

16.- Caída de presión en la coraza.

$$\frac{\Delta P_s}{\rho} = f_s \frac{Gs^2 Ds(n+1)}{2 gc De \rho^2}$$

En donde f_s es el factor de fricción del lado de la coraza con mamparas de 25 % de ventana. Se obtiene mediante la gráfica..

O también :

$$f' = 0.007 + 0.528 \text{Re}^{-0.42} \quad \text{Wilson}$$

En donde :

$$\text{Re} = \frac{De \times Gs}{\mu}$$

También

$$\Delta P = \frac{Gs^2}{\rho De} f' (Nb + 1) Ds$$

¿En qué consiste el método de Bell para el cálculo de intercambiadores de calor de coraza y tubos?

¿Quién fue Donald Kern?

Método del Número de Unidades de Transferencia

En todo el proceso anteriormente especificado, se ha supuesto el conocimiento de las cuatro temperaturas terminales de un cambiador de calor, sin embargo, y en la práctica, en muchas ocasiones no son conocidas todas las temperaturas terminales, desconociéndose generalmente las temperaturas de salida de ambos fluidos, lo que obliga de seguir el método expuesto anteriormente, a un proceso de iteración importante, basado en la suposición de dichas temperaturas, para una vez calculado el intercambiador proceder a su comprobación y de no conseguir suficiente aproximación_ recalcarlo de nuevo sucesivas veces hasta la consecución de una adecuada aproximación entre las temperaturas supuestas y las calculadas.

El proceso iterativo anteriormente citado, puede obviarse en aquellos casos en que el coeficiente global de transmisión sea conocido, (como sucede cuando se trata de escoger un cambiador de calor, o cuando un cambiador determinado desea utilizarse para otra aplicación distinta de la que sirvió para su diseño), mediante el empleo del denominado método del Número de Unidades de Transferencia, conocido normalmente bajo las siglas N. T. U.

La expresión "número de unidades de transmisión", fue introducida por Nusselt, siendo Kayes y London quienes desarrollaron extensamente su aplicación. El flujo de calor intercambiado por cada grado de diferencia media de temperatura, será evidentemente:

$$\frac{Q}{\Delta T_m} = U_o A$$

Por otra parte , el flujo intercambiado de calor, por grado de elevación o disminución de temperatura en los fluidos será respectivamente:

$$\frac{Q}{T_{f2} - T_{f1}} = M_f C_{p_f}$$

$$\frac{Q}{T_{c1} - T_{c2}} = M_c C_{p_c}$$

En donde el subíndice *f* se refiere al fluido frío y el subíndice *c* al fluido caliente, los subíndices 1 y 2 se refieren a entradas y salidas respectivamente.

El número adimensional denominado Número de unidades de transferencia (NTU) será el cociente entre $U_o A$ y el menor valor de MC_p de los que intervienen en el cambiador, es decir:

$$NTU = \frac{U_o \times A}{(MC_p)_{menor}}$$

La eficiencia del intercambiador está dada por :

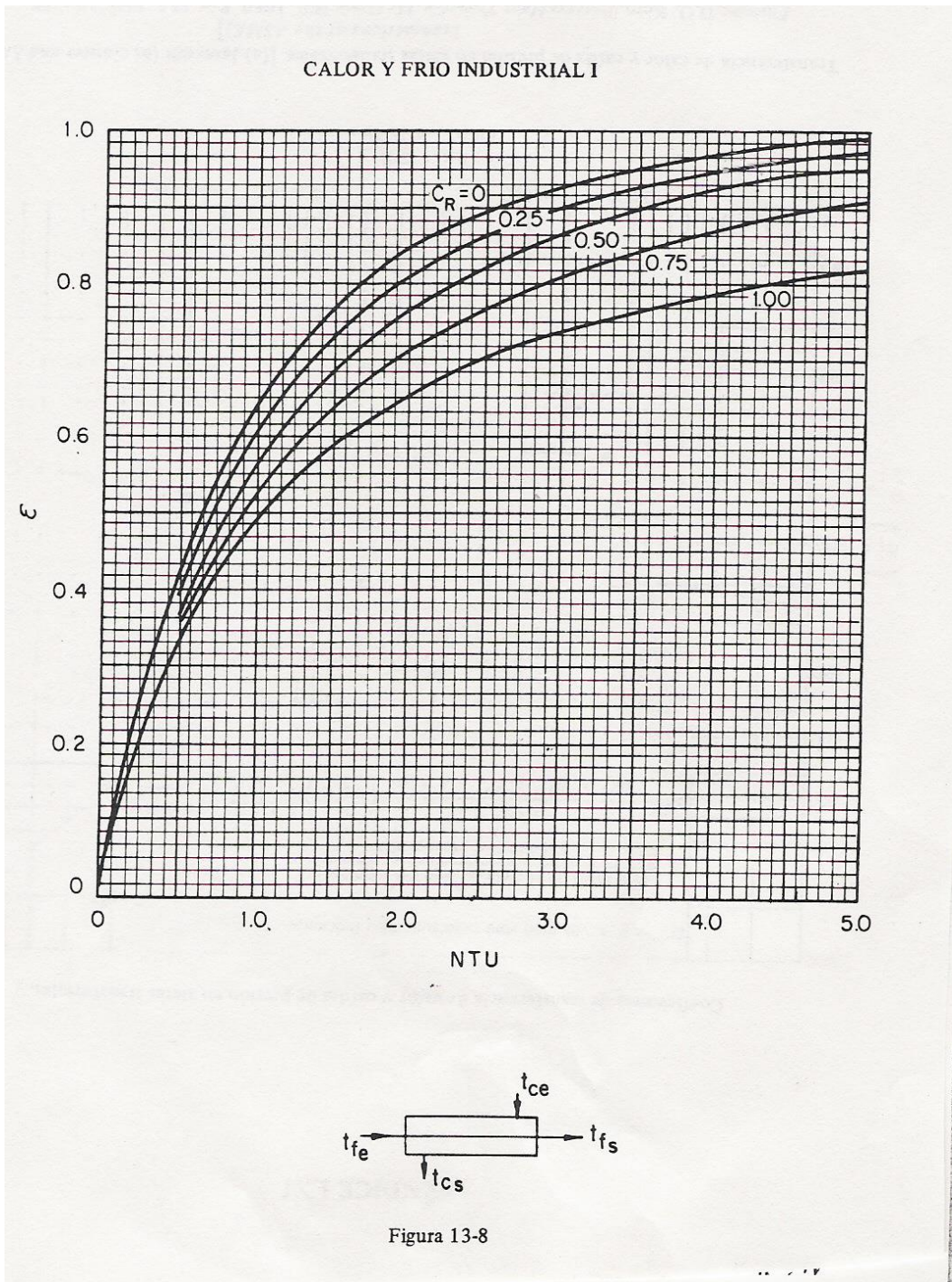
$$Eficiencia, \varepsilon = \frac{\text{Calor absorbido o perdido por el fluido de } (MC_p)_{menor}}{\text{Máximo calor que podría intercambiarse}}$$

Siendo CR el coeficiente de capacidad

$$CR = \frac{(MC_p)_{menor}}{(MC_p)_{mayor}} = \frac{(\Delta T)_{menor}}{(\Delta T)_{mayor}}$$

$$\varepsilon = \frac{\text{Calor absorbido por el fluido con } (MC_p)_{menor}}{\text{Máximo calor que podría intercambiarse}} = \frac{(\Delta T)_{mayor}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

La relación entre CR, el NTU y la eficiencia se presentan por lo general en graficas tales como:



CALOR Y FRIO INDUSTRIAL I

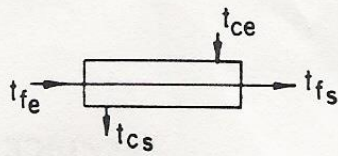
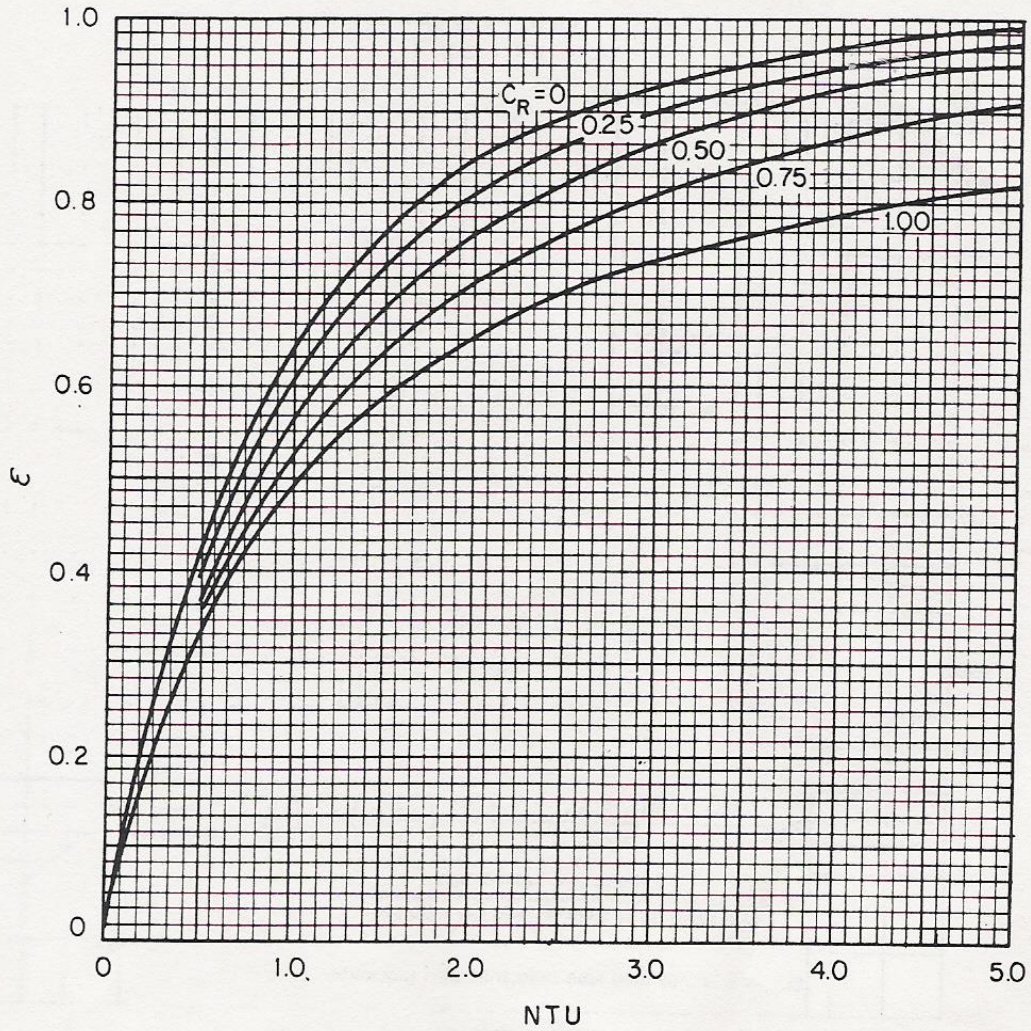
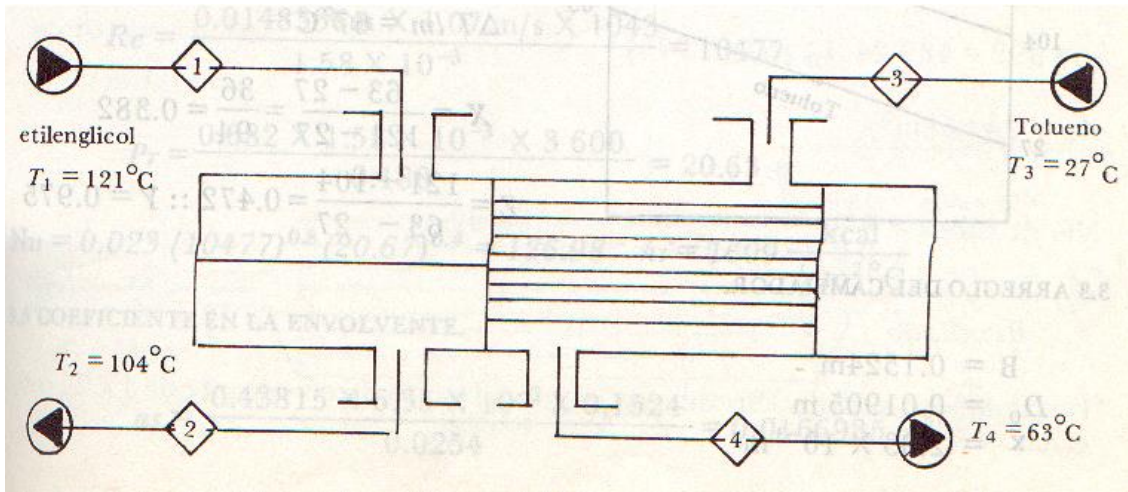


Figura 13-8

Ejemplo 5.

Calcule el tamaño que debe tener un intercambiador 1 – 2 requerido para enfriar 68 000 kg/h de etilenglicol de 121 ° C a 104 ° c usando tolueno como líquido enfriador. El tolueno se calienta desde 27 ° C hasta 63 ° C. Use tubos de acero de ¾ de pulgada 14 BWG con 8 pies de longitud y arreglo triangular de 1 pulgada . La envolvente tendrá mamparas con 25 % de corte segmental y espaciadas 6 pulgadas. El etilenglicol debe fluir por el interior de los tubos por ser el más corrosivo.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de energía.

$$M_1 C_p (T_1 - T_2) = M_3 C_p (T_4 - T_3) = Q$$

$$Q = U_o A_o \Delta T Y$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balances de energía.

Temperatura media del etilenglicol = 0.5 (121+104)=112.5 °C

C_{pe}=0.682 kcal / kg ° C

$$68\ 000 (0.682)(121-104\ ^\circ\text{C}) = 788\ 392\ \text{kcal / h}$$

Flujo de tolueno.

Temperatura media del tolueno

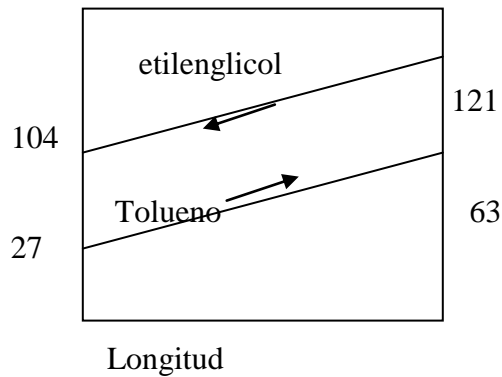
$$T = 0.5 (63+27) = 45\ ^\circ\text{C}$$

C_{pT} = 0.428 kcal /kg ° C

$$M_3 (0.428) (63 - 27) = 788\ 342$$

$$M_3 = 51167 \text{ kg /h}$$

3.2.- Diferencia de temperaturas.



$$\Delta T_m = \frac{(121-63) - (104-27)}{\ln \frac{121-63}{104-27}} = 67^\circ C$$

$$X = \frac{63-27}{121-27} = 0.382$$

$$Z = \frac{121-104}{63-27} = 0.472$$

$$Y = 0.975$$

3.3.- arreglo del cambiador.

$$B = 0.1524 \text{ m}$$

$$D_o = 0.01905 \text{ m}$$

$$\text{Espesor } x = 2.03 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 2.44 \text{ m}$$

$$C = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_I = 0.01483 \text{ m}$$

$$D_w = 0.017028 \text{ m}$$

$$P_T = 0.0254 \text{ m}$$

Si se supone una velocidad en los tubos de 1.25 m / s

$$\text{Área transversal} = \frac{68000 \text{ kg / h}}{3600 \text{ s / h} (1.25 \text{ m / s}) (1043 \text{ kg / m}^3)} = 0.014488 \text{ m}^2$$

$$\text{Número de tubos} = \frac{0.014488m^2}{(0.0148336)^2 \times 0.785} = 84 \text{ tubos por paso.}$$

Tubos totales 168

Se buscan tubos y envolvente en los arreglos. Apéndice LIII

Diámetro de envolvente 17.25 pulgadas , 196 tubos.

$$\text{Área transversal corregida} = \frac{196}{2} \times 1.727 \times 10^{-4} = 0.0169246m^2$$

$$\text{Velocidad} = \frac{6000}{3600(1043)(0.016946)} = 1.07 \frac{m}{s}$$

3.4.- Coeficiente interno.

A 112.5 °C

$$\mu = 1.58 \text{cps} \quad ; \quad \rho = 1043 \frac{kg}{m^3} \quad ; \quad Cp = 0.682 \frac{kcal}{kg^{\circ}C} \quad ; \quad k = 0.188 \frac{kcal}{h m^{\circ}C}$$

$$Re = \frac{0.014833 \times 1.07 \times 1043}{1.58 \times 10^{-3}} = 10477$$

$$Pr = \frac{0.682 \times 1.58 \times 10^{-3} \times 3600}{0.188} = 20.63$$

$$Nu = 0.023(10477)^{0.8} (20.67)^{0.4} = 126.98 \}$$

$$hi = 1069 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}$$

3.5.- Coeficiente en la envolvente.

$$a_s = \frac{0.43815 \times 6.35 \times 10^{-3} \times 0.1524}{0.0254} = 0.0166935m^2$$

De = 0.185 m

$$Gs = \frac{51167}{0.0166935 \times 3600} = 851.4 \frac{kg}{m^2 s}$$

a 45°C

$$\mu_{tolueno} = 0.442 \text{cps} \quad ; \quad Cp = 0.428 \frac{kcal}{kg^{\circ}C} \quad ; \quad k = 0.1264 \frac{kcal}{hm^{\circ}C} \quad ; \quad \rho = 844 \frac{kg}{m^3}$$

$$Re = \frac{0.0185 \times 851.4}{0.442 \times 10^{-3}} = 35636$$

$$Pr = 5.386$$

$$Nu = 0.36(35636)^{0.55} (5.386)^{0.333} = 201$$

$$ho = 1374 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

3.6. Suciedades.

$$hdo = 5000 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

$$hdi = 5000 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

3.7. Coeficiente total.

$$Uo = \frac{1}{\frac{1}{1374} + \frac{1}{5000} + \frac{2.03 \times 10^{-3} \times 0.01905}{37 \times 0.017028} + \frac{0.01905}{0.0148336 \times 1609} + \frac{0.01905}{0.01483 \times 5000}} = 489.24$$

3.8- Área.

$$788\,392 = 489.24 A_o (67) (0.975)$$

$$A_o = 24.668 m^2$$

$$No\ de\ tubos = \frac{21.668}{0.01905 \times \pi \times 2.44} = 168.92$$

esto es menor que los 196 tubos propuestos, por lo que el cambiador funcionará bien.

4.- Resultado.

El cambiador tendrá 196 tubos , con un diámetro de envolvente de 17.25 pulgadas. Ver apéndice LIII

Calor intercambiado 788 392 kcal /h

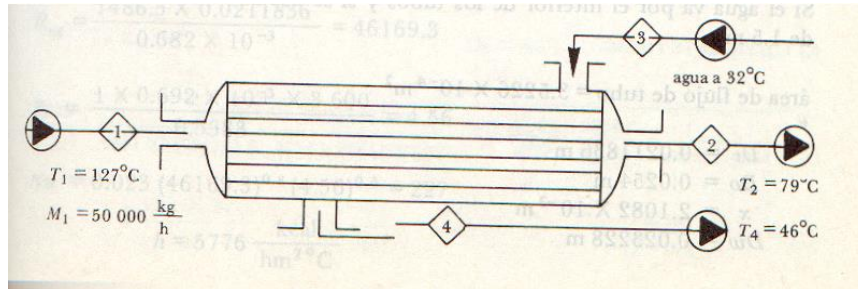
Coeficiente total 490 kcal / h m² °C

Diferencia logarítmica de temperaturas 67 °

Ejemplo 6.

Una solución de 50 000 kg /h de dietanolamina a 127 ° C se debe enfriar hasta 79 °C por medio de agua que entra a 32 ° C y sale a 46 ° C. Diseñe un cambiador de calor para esto si se usan tubos de 16 pies de largo y de una pulgada de diámetro y calibre 14 BWG. Por necesidades de mantenimiento se debe utilizar un arreglo cuadrado con espaciamiento de 1.25 pulgadas. Los tubos serán de acero al carbón.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de calor

$$Q = M_1 C_p (T_1 - T_2) = M_3 C_p (T_4 - T_3)$$

$$Q = U_o A_o \Delta T_m Y$$

3.- Cálculos.

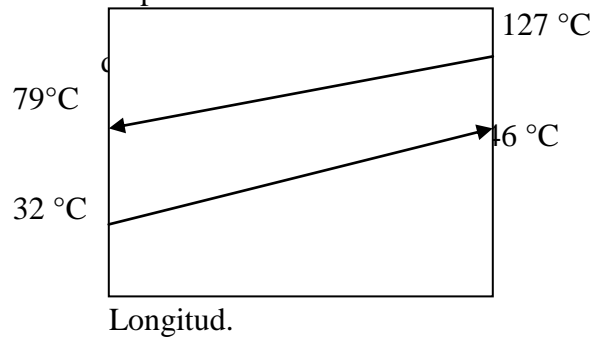
3.1.- Balance de calor.

$$Q = 50\,000 (0.914) (127 - 79) = 2\,194\,656 \text{ kcal/h}$$

$$2\,194\,656 = M_3 (1.002) (46 - 32)$$

$$M_3 = 156\,448 \text{ kg/h}$$

3.2.- Diferencia de temperaturas.



$$\Delta T_m = \frac{(127 - 46) - (79 - 32)}{\ln \frac{127 - 46}{79 - 32}} = 62.46^\circ\text{C}$$

$$z = \frac{127 - 79}{46 - 32} = 3.42$$

$$X = \frac{46 - 32}{127 - 32} = 0.1473$$

$Y = 0.97$ para un paso en la envolvente y n pasos en los tubos.

3.3.- Área.

Si el agua va por el interior de los tubos y si se usa una velocidad de diseño de 1.5 m/s .

Área de flujo por tubo = $3.5226 \times 10^{-4} \text{ m}^2$.

$DI = 0.0211$

$DO = 0.0254 \text{ m}$

Espesor del tubo $x = 2.1082 \times 10^{-3} \text{ m}$

$Dw = 0.0232 \text{ m}$

Área superficial = 0.0797986 m^2 por metro de tubo.

Temperatura media del agua = 39° C

Flujo de agua.

$$\frac{157448 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 157.234 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

área por paso

$$\frac{157.234 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} \times 1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.029116 \text{ m}^2$$

tubos por paso.

$$\frac{0.029116 \text{ m}^2}{3.5226 \times 10^{-4} \text{ m}^2} \cong 83 \text{ tubos}$$

Al revisar el apéndice , se encuentra que el arreglo más apropiado sería el de $D_s = 21$ pulgadas , 2 pasos , 166 tubos en arreglo cuadrado.

Área del cambiador = $166 \times 0.079798 \times 4.88 = 64.64 \text{ m}^2$.

3.4.- Coeficiente interno.

A 39° C .

$$\rho = 995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; \mu = 0.682 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}} ; k = 0.5383 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^\circ\text{C}} ; C_p = 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$G_T = \frac{156448 \times 2}{166 \times 3.5225 \times 10^{-4} \times 3600} = 14865 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$Re = \frac{1486.5 \times 0.0211}{0.682 \times 10^{-3}} = 46169$$

$$Pr = \frac{1 \times 0.692 \times 10^{-3} \times 3600}{0.5383} = 4.56$$

$$Nu = 0.023(46169)^{0.8} (4.56)^{0.4} = 227$$

$$hi = 5776 \frac{kcal}{h m^2 \text{ } ^\circ C}$$

3.5 Coeficiente externo.

$$Ds = 0.5334 \text{ m} \quad DO = 0.0254 \text{ m}$$

$$P_T = 0.03175 \text{ m} \quad C = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$Si \ B = Ds / 2 = 0.2667$$

$$a_s = \frac{0.5334 \times 6.35 \times 10^{-3} \times 0.2667}{0.03175} = 0.02845 m^2$$

$$De = 0.25146 \text{ m}$$

$$\text{Temperatura media} = 103 \text{ } ^\circ C$$

$$\mu = 0.5329 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \ s}; k = 0.4763 \frac{kcal}{h \ m \ ^\circ C}; Cp = 0.9149 \frac{kcal}{kg \ ^\circ C}$$

Si se usan mamparas con ventanas del 25 %

$$Gs = \frac{50000}{0.02845 \times 3600} = 488 \frac{kg}{m^2 \ s}$$

$$Re = \frac{488 \times 0.0251}{0.5229 \times 10^{-3}} = 23476$$

$$Pr = 3.685$$

$$Nu = 0.36(23476)^{0.55} (3.685)^{0.33} = 141$$

$$ho = 2666 \frac{kcal}{h \ m^2 \ ^\circ C}$$

3.6.- Suciedades.

Del apéndice LI

$$h_{do} = 3000 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} ; h_{di} = 1489 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \text{ (Agua de torre de enfriamiento sin tratar).}$$

3.7.- Coeficiente total.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{3000} + \frac{1}{2666} + \frac{2.1082 \times 10^{-3} \times 0.0254}{37 \times 0.023228} + \frac{0.0254}{0.0211 \times 5776} + \frac{0.0254}{0.0211 \times 1480}} = 559.3$$

3.8.- Área nueva.

$$2194656 = 559.3 (A_o) (62.46) (0.97)$$

$$A_o = 64.76 \text{ m}^2$$

Esta área se parece a la supuesta por lo que no es necesario efectuar más cálculos.

3.9.- Caída de presión en los tubos.

$$\text{Re} = 46\,169 \quad f_D = 0.02592$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 0.02592 \frac{(1486.5)^2 (4.88)(2)}{2(9.81)(0.0211)(995)^2} = 1.358 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

$$\frac{\Delta P_r}{\rho} = 4(2) \frac{(1486.5)^2}{2 \times 9.81 \times (995)^2} = 0.91 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ total} = 0.91 + 1.358 = 2.268 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

$$\Delta P_{\text{tubos}} = 2.268 \times 995 \times \frac{1}{10000} = 0.225 \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

3.10 – Caída de presión en la coraza.

$$\text{Número de mamparas } n = \frac{4.88}{0.2667} = 18$$

$$\text{Re}_s = 23476 \quad f_s = 0.2592$$

$$\text{Densidad} = 970 \text{ kg / m}^3 \quad G_s = 448$$

$$\frac{\Delta P_s}{\rho} = 0.2592 \frac{(448)^2 (0.5334)(18+1)}{2(9.81)(0.025)(970)^2} = 1.135 \frac{\text{kgm}}{\text{kg}}$$

$$\Delta P_s = \frac{1.135 \times 970}{10000} = 0.11 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

4.- Resultado.

Servicio
 Calor intercambiado 2194656 kcal /h
 Coeficiente total 560 kcal / h m² °C
 Diferencia logarítmica de temperaturas 62.46 ° C

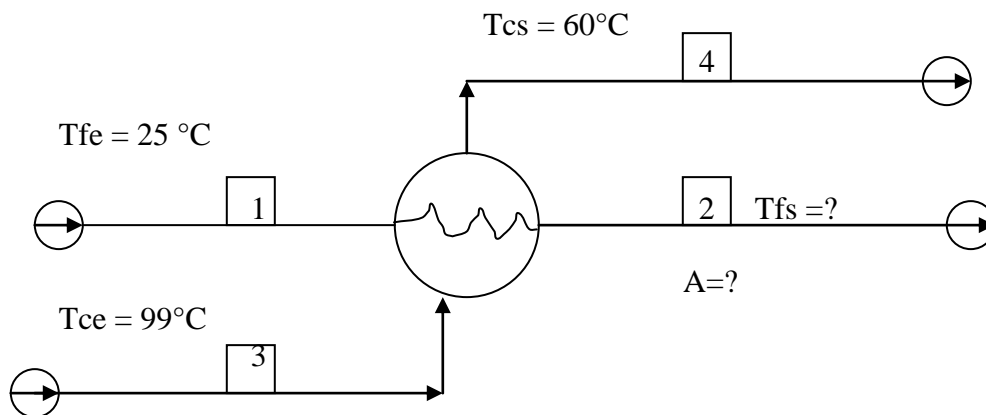
	Lado de la envolvente	Lado de los tubos
Fluido circulante	Dietanolamina	Agua
Cantidad de fluido en kg /h	50 000	156 448
Densidad en kg /m ³	970	995
Viscosidad en kg /m s	0.53 x 10 ⁻³	0.682x10 ⁻³
Temperatura a la entrada ° C	127	32
Temperatura a la salida	79	46
Caída de presión	0.11	0.225
Número de pasos	1	2
Número de tubos		166
Diámetro interno de los tubos en mm		21.18
Diámetro externo de los tubos en mm		25.4
Espaciamiento entre tubos en mm	31.75	
Longitud de los tubos en mm		4880

Número de mamparas	18	
Corte vertical de la mampara	25%	
Arreglo		Cuadrado
Diámetro interno de la envolvente en mm	533.4	
Ensuciamiento en kcal / h m ² °C	3000	1480
Coefficiente en kcal / h m ² °C	2666	5776

Ejemplo 8.

Aire a 25 ° C fluye sobre un intercambiador de calor de flujo cruzado y enfría agua de 99 a 60 ° C. El agua fluye a razón de 4 kg / min a través del intercambiador. El aire fluye a razón de 14 kg / min. Si el coeficiente de transferencia de calor es de 70 kcal / h m²°C, determine el área de transferencia calor requerida y la eficiencia del intercambiador.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.-Balance de energía.

$$M_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) = M_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs})$$

La eficiencia del intercambiador, ε es:

Para $M_c C_{pc} < M_f C_{pf}$

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

Para $M_c C_{pc} > M_f C_{pf}$

$$\varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Datos.

$M_c = 4 \text{ kg / min}$ $M_f = 14 \text{ kg / min}$
 $T_{ce} = 99^\circ\text{C}$; $T_{cf} = 60^\circ\text{C}$; $T_{fi} = 25^\circ\text{C}$
 $C_{pc} = 1 \text{ kcal / kg }^\circ\text{C}$; $C_{pf} = 0.24 \text{ kcal / kg }^\circ\text{C}$

3.2.- Balance de energía.

$14 (0.24) (T_{fs} - 25) = 4 (1) (99 - 60)$
 $T_{fs} = 71.4^\circ\text{C}$

3.3.- La eficiencia.

Puesto que $M_c C_{pc} > M_f C_{pf}$

$$\varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

O bien:

$$\varepsilon = \frac{71.4 - 25}{99 - 25} = 0.63$$

3.4.- Área de transferencia.

$$CR = \frac{14(0.24)}{4(1)} = 0.84$$

A partir de la gráfica con $\varepsilon = 0.63$ y con $CR = 0.84$ para cambiadores de calor de flujo cruzado con fluidos sin mezclar.

$NUT = 2.5$

$$NUT = \frac{UA}{MC_{p\text{mínimo}}} = 2.5$$

$$A = \frac{(2.5)(14)(0.24)(60)}{70} = 7.2 \text{ m}^2$$

4.- Resultados.

La temperatura del aire saliente es de 71.4°C , la efectividad es de 0.63 y el área de transferencia de calor de 7.2 m^2 .

Ejemplo 9.

Se desean enfriar 25000 kg /h de una corriente de hidrocarburos que sale a 140 ° C. Esa corriente se desea enfriar hasta los 40 °C empleando agua como medio de enfriamiento. El agua entrará al intercambiador de calor a 32 °C y saldrá a 38 ° C. Calcule el equipo apropiado.

Datos de hidrocarburo a la temperatura media

Densidad 600 kg /m³; conductividad térmica 0.102 kcal /h m °C

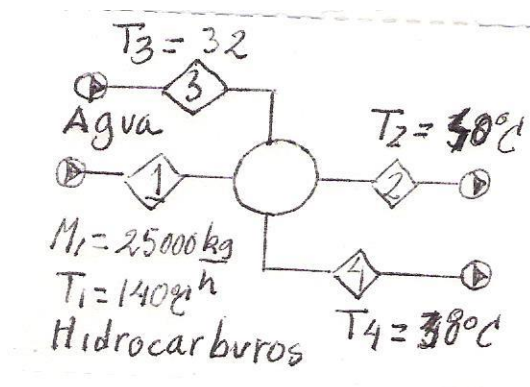
Viscosidad 0.32 centipoises; Capacidad calorífica 0.6 kcal /kg ° C

Datos del agua a la temperatura media

Capacidad calorífica 1 kcal /kg ° C; Conductividad térmica 0.535 kcal /h m ° C

Densidad 994.5 kg /m³; viscosidad 0.724 centipoises

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1- Balances de energía

$$Q = M_1 C_p (T_1 - T_2) = M_3 C_p (T_4 - T_3)$$

2.2.- Ecuación de diseño

$$Q = U_o A_o \Delta T_{lm} Y$$

2.3.- Coeficiente total de transferencia de calor

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k_w D_{w_m}} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{di} \frac{D_o}{D_i}}$$

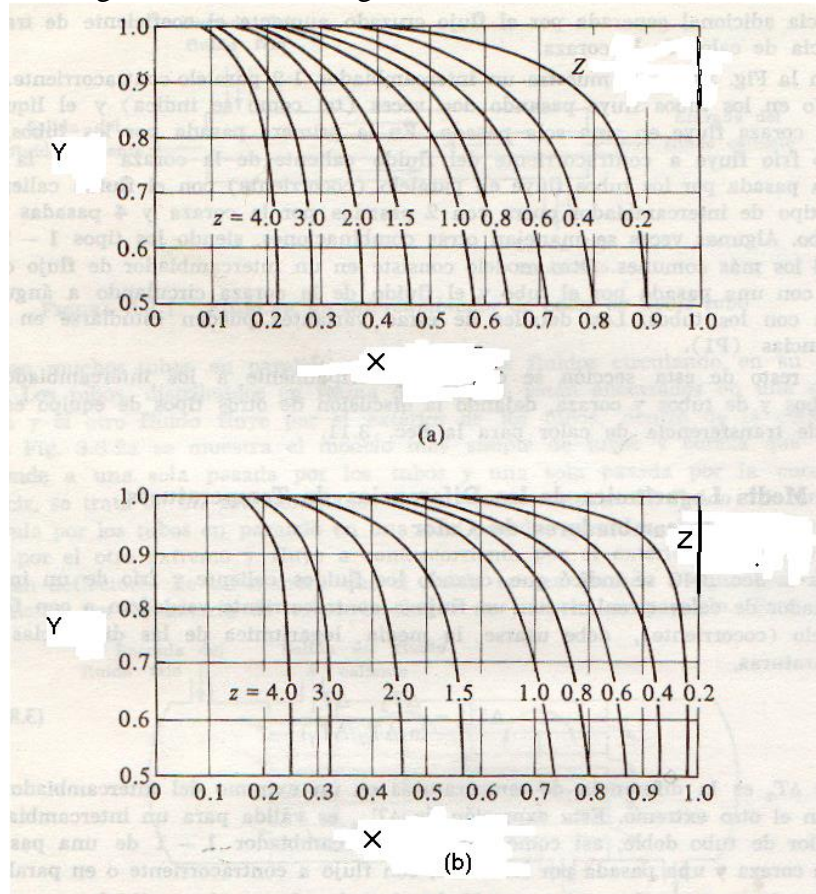
2.3.- Factor y de corrección.

El factor se puede calcular mediante:

$$X = \frac{T_{f_2} - T_{f_1}}{T_{c_1} - T_{f_1}} = \frac{\text{calor recibido}}{\text{rango}} \quad Z = \frac{T_{c_1} - T_{c_2}}{T_{f_2} - T_{f_1}} = \frac{\text{calor dado}}{\text{calor recibido}} = \text{eficiencia}$$

$$Y = \frac{[\ln(1 - X) - \ln(1 - XZ)]}{\ln[2 - X(Z + 1 - \sqrt{Z^2 + 1})] - \ln[2 - X(Z + 1 + \sqrt{Z^2 + 1})]} \frac{\sqrt{Z^2 + 1}}{Z - 1}$$

O también mediante graficas como las siguientes.



3.- Cálculos.

3.1.- Temperatura media

Del agua = $(32+38)/2 = 35$

Del hidrocarburo = $(140+40) / 2 = 90^{\circ}\text{C}$

3.2.- Calor transferido

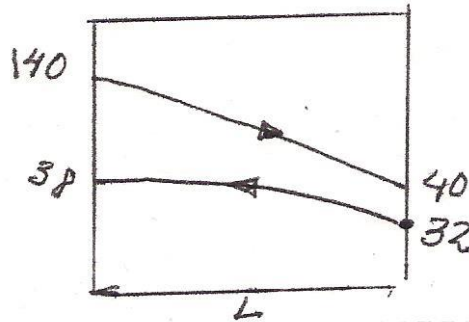
$Q = 25000 (0.6) (140-40) = 1500\ 000\ \text{kcal / h}$

Masa de agua requerida

$1\ 500\ 000 = M_3 (1) (38-32)$

$M_3 = 250\ 000\ \text{kg / h}$

3.3.- Factor de corrección media logarítmica.



$$\Delta T_{lm} = \frac{(140 - 38) - (40 - 32)}{\ln \frac{102}{8}} = 37^{\circ}C$$

$$X = \frac{38 - 32}{140 - 32} = 0.055$$

$$Z = \frac{140 - 38}{38 - 32} = 17$$

Mediante la ecuación $Y = 0.87$

3.4.- U_o supuesta.

Para el trabajo que se pretende los valores de U_o están entre 50 a 250 $Kcal / h m^2^{\circ}C$.
Suponiendo una U_o de 150 $kcal / h m^2^{\circ}C$

El área requerida sería de:

$$1\ 500\ 000 = 150 A_o (37 (0.87))$$

$$A_o = 310 m^2$$

3.5.- Selección de los tubos.

Se usarán tubos de $\frac{3}{4}$ de pulgada 16 bWG

El agua circulará por el interior de los tubos, el hidrocarburo por fuera.

DO = 1 pulgada = 0.0254 m , DI = 0.620 pulgadas = 0.015745 m

Espesor = 0.065 pulgadas = 0.00165 m

DO /Di = 1.61

D_{lm} = 0.02 m

3.6 Selección de los pasos

$$\text{Caudal de agua} = 250\ 000 \frac{kg}{h} \times \frac{1h}{3600 s} \times \frac{m^3}{994.5 kg} = 0.0698 \frac{m^3}{s}$$

Si suponemos una velocidad del agua de cerca de 1 m /s entonces:

$$\text{Área de flujo} = 0.698 m^2$$

El área de flujo de un solo tubo es de: $= .785(0.015745)^2 = 0.001846 m^2$

Por lo tanto el número de tubos por paso sería de:

$$\text{Número de tubos por paso} = \frac{0.0698}{0.0001946} = 358$$

Si es de un solo paso:

$$310 = 3.1416 (0.0254) 358 (1)$$

$$L = 10.85$$

Si es de dos pasos:

$$310 = 3.1416 (0.0254) (358) (2) (L)$$

$$L = 5.422 \text{ m}$$

Se puede escoger dos pasos.

3.6.- Selección del arreglo

A partir de las tablas

Arreglo triangular de $\frac{3}{4}$ con espaciamento de 1 pulgada

$$720 \text{ tubos, } D_s = 31 \text{ pulgadas} = 0.7874 \text{ m}$$

$$L/D = 5.4422/0.7874 = 6.89$$

Arreglo cuadrado $\frac{3}{4}$ espaciamento de 1 pulgada

$$718 \text{ tubos, } D_s = 33 \text{ pulgadas} = 0.8382$$

$$L/D = 6.46$$

Este último arreglo parece más apropiado.

Se escoge entonces arreglo cuadrado tubos de $\frac{3}{4}$, 16 BWG, $D_s = 33$ pulgadas, dos pasos, 718 tubos

$$\text{Tubos por paso } 718/2 = 359$$

Velocidad real del agua

$$\text{Área de paso del agua } 0.359 (0.0001846) = 0.06627 \text{ m}^2$$

$$\text{Velocidad} = 0.0698/0.06627 = 1.05 \text{ m/s}$$

3.7.- Coeficiente por el lado de los tubos.

Para agua que circula por el interior de tubos a flujo turbulento se tiene que:

$$h_i = 2280 \frac{(1.352 + 0.0198 T) u^{0.8}}{D^{0.2}}$$

T en °C, u en m/s, D en cm y h_i en kcal/hm²°C

$$\text{Por lo tanto: } h_i = 2280 \frac{(1.352 + 0.0198 (35))(1.05)^{0.8}}{(1.5795)^{0.2}} = 4421 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \cdot \text{C}}$$

3.8.- Coeficiente del lado del haz de tubo (envolvente)

$$D_s = 0.8382 \text{ m, } D_O = 0.0254 \text{ m, } P_T = 0.0254 \text{ m, } D_e = 0.02413 \text{ m, } C = 0.00639 \text{ m}$$

Si $B = D_s = 0.8382 \text{ m}$ entonces:

$$\alpha_s = \frac{C \times B \times D_s}{P_T} = \frac{0.00639 \times 0.8382 \times 0.8382}{0.0354} = 0.17675 \text{ m}^2$$

Para flujo sobre un haz de tubos y con mamparas con ventanas del 25 % se tiene que:

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} (Pr)^{0.333}$$

$$G_s = \frac{25\,000}{3600 \times 0.17675} = 39.28 \frac{kg}{s\,m^2}$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{0.6 \times 0.32 \times 10^{-3} \times 3600}{0.102} = 6.77$$

$$Re = \frac{0.02413 \times 39.28}{0.32 \times 10^{-3}} = 2960$$

$$Nu = 0.36(2960)^{0.55} \times (6.77)^{0.33} = 54.912$$

Por lo tanto:

$$h_o = \frac{54.912 \times 0.102}{0.02413} = 232 \frac{kcal}{h\,^{\circ}C\,m^2}$$

3.9.- Coeficiente total

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k D_{lm}} + \frac{D_o R_{di}}{D_i} + \frac{D_o}{D_i h_i}}$$

De tablas $R_{do} = 2.04 \times 10^{-4}$; $R_{di} = 3 \times 10^{-4}$, $k = 38$ (acero comercial), $D_{lm} = 0.02$, $D_o/D_i = 1.61$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{232} + 2.04 \times 10^{-4} + \frac{0.00165 \times 0.0254}{38 \times 0.02} + 1.61 \times 3 \times 10^{-4} + \frac{1.61}{4493}} = 184 \frac{kcal}{h\,^{\circ}C\,m^2}$$

3.10.- Área de transferencia de calor requerida.

$$1\,500\,000 = 184 (A_o) (37) (0.87)$$

$$A_o = 253.25\,m^2$$

Longitud de los tubos

$$253.25 = 3.1416 (0.0254) (718) (L)$$

$$L = 4.42\,m$$

$$L/D_s = 4.42/0.8382 = 5.27$$

3.10.- Caída de presión del lado de los tubos.

$$\frac{\Delta P_L}{\rho} = f_D \frac{u^2 L N}{2gD} \text{ Caída de presión por tubo}$$

$$\frac{\Delta P_r}{\rho} = 4N \frac{u^2}{2gc} \text{ Caída de presión por retorno.}$$

El Reynolds en los tubos es de:

$$Re = \frac{0.015795 \times 1.05 \times 994.5}{0.724 \times 10^{-3}} = 22781$$

Factor de fricción, a partir de gráfica =0.0318

$$\frac{\Delta P_L}{\rho} = 0.0318 \frac{(1.05)^2 4.42 \times 2}{2 \times 9.81 \times 0.015745} = 1$$

$$\Delta P_L = 1 \times 994.5 = 994.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$\frac{\Delta P_r}{\rho} = 4(2) \frac{(1.05)^2}{2(9.81)} = 0.449$$

$$\Delta P_r = 0.449(994.5) = 447 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$\Delta P_T = 994.5 + 447 = 1441.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

3.11.- Caída de presión por el flujo en la coraza.

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f_s \frac{Ds(n+1)Gs^2}{2gcDs\rho^2}$$

N es el número de mamparas = 4.42/0.8382= 5

El Reynolds en la coraza es de 2960, el fs se obtiene mediante gráfica y es igual a 0.432

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 0.432 \frac{(39.38)^2 (0.8382)(6)}{2(9.81)(0.02413)(600)^2} = 0.0197$$

$$\Delta P = 0.0197(600) = 11.82 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

4.-Resultado.

Calor transferido = 1 500 000 kcal /h

Diferencia media de temperaturas 37

Factor y = 0.87

Coefficiente total 184 kcal/h m²°C

Área requerida 256.25 m², número de tubos 718 dos pasos

Tubos de ¾ BWG 16, longitud 4.42 m,

5 Mamparas del 25 %

Propiedad	Interior	Exterior
Temperatura	Agua 35	Aceite 90 °C
Conductividad térmica	Agua 0.535 kcal/h m ° C	Aceite 0.012
densidad	994.5 kg / m ³	Aceite 600
viscosidad	Agua 0.724 cps	Aceite 0.32
Conductividad térmica	1 kcal/kg ° C	Aceite 0.6

Coeficiente individual	Agua 2280 kcal /h m ² °C	Aceite 232
Caída de presión	Agua 11 41 kg / m ²	Aceite 11.82

Problemas de autoevaluación

Problema 1.

Un cambiador de calor con dos pasos por la envolvente y cuatro por los tubos se utiliza para enfriar 9072 kg / h de un aceite con capacidad calorífica de 0.84 kcal / kg °c. El aceite entra a los tubos a 125 ° C y sale a 50 °C. El agua entra en la envolvente a 20 ° C y a razón de 11 340 kg /h. El coeficiente total de transferencia de calor es de 99.78 kcal /h m²°C. Determine:

- a) el calor transferido; b) la diferencia media de temperaturas, c) El factor de corrección Y; d) el área total de transferencia de calor requerida.

R.- a) el calor transferido es de 577160kcal /h; b) La diferencia de temperaturas es de 54.1 °C; c) El factor Y es de 0.882; d) El área requerida es de 160.5 m².

Problema 2.

La distribución de temperaturas en un cambiador de calor 1-2 es la siguiente: Temperatura de entrada de fluido que entra a los tubos 21°C; temperatura de salida del fluido que pasa por los tubos 55°C; Temperatura del fluido entrante a la envolvente 116 ° C; temperatura de salida del fluido de la envolvente 49 ° C. ¿Cuál es la diferencia de temperatura corregida?

R.- La diferencia real de temperaturas es de 32.29 ° C.

Problema 3.

¿Cuál es la diferencia media de temperaturas corregida para un intercambiador 2-4 que opera con las mismas temperaturas de entrada y salida del problema anterior?

R.- La diferencia media es de 41.5 ° C.

Problema 4.

Determine la superficie de transferencia de calor requerida en un economizador de agua que transfiere 12 x 10⁶ kcal /h, si los gases de combustión entran a 420 ° C y a razón de 220 000 kg / h con una capacidad calorífica de 0.245 kcal /kg ° C. El agua entra a 15 ° C a razón de 120 000 kg / h. De pruebas anteriores se sabe que el coeficiente total de transferencia de calor es de 68 kcal /h m² ° C. El cambiador de calor opera a contracorriente.

R.- El área requerida es de 733 m².

Problema 5.

Determine el área de transferencia de calor requerida si el cambiador del problema anterior opera en paralelo.

R.-857.23 m²

Problema 6.

En una planta de proceso se deben enfriar 308 710 kg /h de condensados desde 91 hasta 86°C por medio de agua de enfriamiento que entrará a 32 ° C y saldrá a 40 ° C. Encuentre el área requerida.

R.- Área de transferencia 22 m².

Problema 7.

¿Cuántos tubos se requerirán para el cambiador del problema anterior si se emplean tubos de 1 pulgada BWG 13 y 8 pies de longitud?

R.- Se requieren 180 tubos en un cambiador 1- 1.

Problema 8.

Se desean calentar 3000 kg /h de alcohol etílico desde 10 a 60 °C usando agua caliente que pasará de 90 a 65 ° C. Para este servicio se tienen tubos de acero de ¾ de pulgadas, 13 BWG, de 2 m de largo. Se requiere una velocidad en los tubos cercana a 1 m / s.

¿Cuál será el coeficiente de calor esperado para un cambiador 1-6?

R.-El coeficiente total es de 572 kcal /h m² ° C.

Problema 9.

¿Cuál será el número de tubos y el diámetro de la envolvente requeridos para el problema anterior?

R.-El número de tubos es de 42, el diámetro de la envolvente es de 10 pulgadas.

Problema 10.

En una planta se deben enfriar 8 112 kg /h de aguas de desecho, desde 100 ° C hasta 45 ° C, utilizando agua de enfriamiento que entrará a 32 y saldrá a 38°C. La presión de trabajo es de 1.2 kg / cm² abs. ¿Cuál será el área requerida para un cambiador 1-2?

R.- Se requieren 29 m².

Problema 11.

Para el problema anterior si se utilizan tubos de una pulgada 13 BWG y de 10 pies de longitud ¿Cuál será el número de tubos requeridos y el diámetro de la envolvente?

R.-Número de tubos 118. Diámetro de la envolvente 0.43 m.

Problema 12.

En una planta para fabricar caprolactama se requiere diseñar un cambiador de calor para enfriar una solución formada por 240 868 kg / h de agua, 156 689 de $(\text{NH}_4)\text{SO}_4$ y 7935 kg /h de NH_4NO_3 desde 62°C hasta 55°C utilizando agua que pasará de 32°C a 42°C . La densidad de la salmuera es de 1098 kg/m^3 , la viscosidad de 0.94 cps. Si se usan tubos de una pulgada 13 BWG y de 4.88 m de longitud ¿Cuántos tubos se requerirán si se usa un arreglo 1-2?

R.- Se requieren 518 tubos.

Problema 13.

En el problema anterior ¿Cuál será el coeficiente de transferencia de calor del agua si esta pasa del lado de la envolvente?

R.- El coeficiente es $4500\text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$.

Problema 14.

Un cambiador de calor de tubos y envolvente se utiliza para calentar 30 000 kg /h de una disolución acuosa con propiedades parecidas a la del agua. Para la calefacción se cuenta con vapor de agua de 1.35 kg/cm^2 abs que se condensa en la envolvente. ¿A qué temperatura saldrá la disolución si se emplea el cambiador siguiente:

Numero de tubos 52 , de cobre de 1.8 metros de longitud y una pulgada 16 BWG. Cuatro pasos por los tubos.

Problema 15.

Para calentar 6000 kh /h de clorobenceno, desde 32°C a 93°C , mediante vapor de agua saturado de 18.5 Kg/cm^2 absoluto, se utiliza un cambiador de coraza y tubos. El número de tubos del cambiador es de 20, de 5 m de longitud y 1 pulgada 16 BWG y de cobre. El cambiador es 1-1.La temperatura de salida del clorobenceno es de 93°C .

¿Cuál es el área de transferencia de calor? ¿Cuál es el valor del coeficiente total de transferencia de calor?

Problema 16.

Un cambiador de calor debe tratar 13500 kg /h de un aceite de 35° API y que está a 171°C para precalentar 47 000 kg / h de nafta de 48° API de 93°C a 99°C . La viscosidad de aceite es de 5 cps a 38°C y 2,3 cps a 81°C . La viscosidad de la nafta es de 1.3 cps a 38°C y 5.4 cps a 99°C . Se utilizarán tubos de $\frac{3}{4}$ de pulgada 16 BWG con 5 m de largo en un arreglo cuadrado.

Datos C_p del aceite $0.58\text{ kcal/kg }^\circ\text{C}$; C_p de la nafta 0.56.

Conductividad térmica del aceite $0.2\text{ kcal/h m }^\circ\text{C}$; Conductividad de la nafta 0.25.

¿Cuál es el coeficiente total esperado?

R.-El coeficiente es de $360\text{ Kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$

Problema 17.

Para el problema anterior ¿Cuántos tubos se requieren?

R.-Se requieren 166 tubos.

Problema 18.

Los 3000 kg/ h de fondos líquidos de una columna de destilación deben enfriarse desde 80°C hasta 40 ° C mediante agua de enfriamiento que va de 30 ° C hasta 42 ° C. Calcule el cambiador de calor requerido para esto.

Datos

Cp de fondos a la temperatura media 0.33 Kcal / kg ° C , viscosidad 0.404 cps, densidad relativa 0.78, conductividad térmica 0.0815 kcal / h m ° C.

R.-Se requieren 44 tubos de una pulgada en arreglo triangular con pitch de 1.25 y de cuatro pasos y 2.5 m de largo.

Problema 19.

Se desean enfriar 8000 kg /h de diésel de 28 ° API desde 121 °C hasta 93 ° C utilizando agua que irá de 27 hasta 49 ° C. Diseñe el cambiador de coraza y tubos apropiado.

Datos

Para el diésel a la temperatura media

Cp = 0.53 kcal /kg ° C , conductividad térmica 0.103 kcal / h m² ° C ,viscosidad 2.5 cps a 107 °C y 6.8 cps a 43 ° C.

Problema 20.

Se desean calentar 3000 kg /h de alcohol etílico desde 10 hasta 50 °C usando agua caliente que pasará de 90 a 55 °C. Para este servicio se requiere un cambiador 1-1 con tubos de ¾ de pulgada 13 BWG de 16 pies y en arreglo cuadrangular con 1.25 pulgadas de espaciamiento. Las mamparas serán de 75%.¿Cuál es el coeficiente esperado?

R.-El coeficiente total es de 330 kcal /h m² ° C

Problema 21.

Para el problema anterior ¿Cuál es el número de tubos esperado?

R.-30 tubos.

Problema 22.

20 000 kg /h de queroseno con 42 °API dejan el fondo de una columna de destilación a 200°C y se deben enfriar hasta 93°C mediante 68 000 kg /h de un aceite de 34 ° API que está a 38 ° C y que saldrá a 77 ° C.

Para este servicio se tiene un cambiador de 21.25 pulgadas de carcasa y que contiene 158 tubos de una pulgada de 13 BWG y de 16 pies de largo y en arreglo cuadrado de 1.15 pulgadas. Los tubos están arreglados para cuatro pasos y las mamparas espaciadas cada 5 pulgadas. ¿Será útil este cambiador?¿Qué coeficiente se espera?

Datos del queroseno

$C_p = 0.65 \text{ kcal / kg } ^\circ\text{C}$, viscosidad 0.4 cps, $k = 0.1 \text{ kcal / h m } ^\circ\text{C}$

Datos del aceite

Viscosidad 3.6 cps, $C_p = 0.49 \text{ kcal / kg } ^\circ\text{C}$, $k = 0.098 \text{ kcal / h m } ^\circ\text{C}$

R.-El coeficiente esperado es de $272 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Problema 23.

Se van a calentar $136\,000 \text{ kg / h}$ de un crudo de petróleo desde 21 hasta $58 \text{ } ^\circ\text{C}$ por medio de $117\,000 \text{ kg / h}$ de los fondos de una columna de destilación que se enfriaran de 146 a $107 \text{ } ^\circ\text{C}$. Hay un cambiador de calor de coraza y tubos con un diámetro de carcasa de 23 pulgadas, un paso en la coraza y dos pasos por los tubos. El cambiador tiene 324 tubos de $\frac{3}{4}$ de pulgada, 14 BWG y 3.66 m de longitud. Los tubos están en arreglo cuadrado con una pulgada de espaciamiento y soportados por mamparas con 25 % de ventana y espaciados cada 9 pulgadas. ¿Servirá el cambiador? Indique su respuesta con razones ingenieriles.

Datos para el crudo a $40 \text{ } ^\circ\text{C}$

$C_p = 0.475 \text{ kcal / kg } ^\circ\text{C}$, densidad 826 kg / m^3 , conductividad $0.105 \text{ kcal / h m } ^\circ\text{C}$.

Viscosidad 2.9 cps.

Datos para el producto del fondo a $126 \text{ } ^\circ\text{C}$

$C_p = 0.525$, densidad 874 kg / m^3 , viscosidad 5.2 cps, $k = 0.092 \text{ kcal / h m } ^\circ\text{C}$

Problema 24.

En el problema anterior ¿Cuáles serán las caídas de presión en la coraza y en los tubos?

Problema 25.

En un intercambiador de calor de coraza y tubos se tiene que $X=0.5$ y $Z = 0.8$ ¿Cuál será la Y que se deberá usar para corregir la ΔT ? Utilice el método gráfico y la fórmula.

Respuestas

Con el método gráfico la $Y = 0.9$

Por medio de la fórmula $Y = 0.887$

Capítulo VI

Condensadores



Condensadores

La condensación se puede producir bien utilizando aire mediante el uso de un ventilador o con agua (esta última suele ser en circuito cerrado con torre de refrigeración, en un río o la mar). La condensación sirve para condensar el vapor, después de realizar un trabajo termodinámico p.ej. una turbina de vapor o para condensar el vapor comprimido de un compresor de frío en un circuito frigorífico. Cabe la posibilidad de seguir enfriando ese fluido, obteniéndose líquido subenfriado en el caso del aire acondicionado.

El **condensador termodinámico** es utilizado muchas veces en la industria de la refrigeración, el aire acondicionado o en la industria naval y en la producción de energía eléctrica, en centrales térmicas o nucleares.

Adopta diferentes formas según el fluido y el medio. En el caso de un sistema fluido/aire, está compuesto por un tubo de diámetro constante que curva 180° cada cierta longitud y unas láminas, generalmente de aluminio, entre las que circula el aire.

Un condensador es un **cambiador de calor latente** que convierte el vapor de su estado gaseoso a su estado líquido, también conocido como fase de transición. El propósito es condensar la salida (o extractor) de vapor de la turbina de vapor para así obtener máxima eficiencia e igualmente obtener el vapor condensado en forma de agua pura de regreso a la caldera. Condensando el vapor del extractor de la turbina de vapor, la presión del extractor es reducida arriba de la presión atmosférica hasta debajo de la presión atmosférica, incrementando la caída de presión del vapor entre la entrada y la salida de la turbina de vapor. Esta reducción de la presión en el extractor de la turbina de vapor, genera más calor por unidad de masa de vapor entregado a la turbina de vapor, por conversión de poder mecánico.

La función principal del condensador en una central térmica es ser el foco frío o sumidero de calor dentro del ciclo termodinámico del grupo térmico. Por tanto, su misión principal es condensar el vapor que proviene del escape de la turbina de vapor en condiciones próximas a la saturación y evacuar el calor de condensación (calor latente) al exterior mediante un fluido de intercambio (aire o agua).

En el caso de una máquina frigorífica, el condensador tiene por objetivo la disipación del calor absorbido en el evaporador y de la energía del compresor.

Adicionalmente, el condensador recibe los siguientes flujos:

- Las purgas de los calentadores y otros elementos, que una vez enfriadas son incorporadas al circuito de condensado.
- El aire que procede de entradas furtivas en los diversos elementos del ciclo agua-vapor, a través de los cierres de la turbina de vapor o con el agua de reposición al ciclo. Éste debe ser extraído y enviado al exterior mediante eyectores o bombas de vacío.

- El vapor procedente del escape de la turbo-bomba de agua de alimentación si la hay en la instalación.
- El vapor de los by-passes de turbina de vapor, que en determinados modos de operación transitorios (arranques, paradas, disparos, cambios bruscos de carga) conducen directamente al condensador todo el vapor generador en la caldera una vez atemperado.
- El agua de aportación al ciclo para reponer las purgas, fundamentalmente la purga continua. Esta agua es desmineralizada y proviene del tanque de reserva de condensado.

Las condiciones en el interior del condensador son de saturación, es decir, está a la presión de saturación correspondiente a la temperatura de condensación del vapor. Esta presión es siempre inferior a la atmosférica, es decir, se puede hablar de vacío.

Los equipos llamados condensadores se emplean para hacer pasar un vapor o una mezcla de vapores al estado líquido mediante la extracción de calor.

Estos aparatos son muy utilizados en las operaciones de destilación, evaporación, refrigeración y licuefacción. Con frecuencia el calentamiento de muchos fluidos se hace mediante vapor de agua, que condensa al transferir su calor latente. Estos equipos no reciben el nombre de condensadores, ya que su principal función no es la de condensar, aunque en realidad se presenta en ellos el mismo fenómeno de condensación al igual que en los condensadores típicos.

Muchos de los condensadores son del tipo de los cambiadores de calor de haz de tubos y envolvente, por lo que su cálculo es semejante, con la excepción del fenómeno de la condensación, que afectará a uno de los coeficientes y a las pérdidas de presión.

Las partes más significativas de un condensador son:

- **Cuello.** Es el elemento de unión con el escape de la turbina de vapor. Tiene una parte más estrecha que se une al escape de la turbina de vapor bien directamente mediante soldadura o bien a través de una junta de expansión metálica o de goma que absorbe los esfuerzos originados por las dilataciones y el empuje de la presión atmosférica exterior. La parte más ancha va soldada a la carcasa del condensador.
- **Carcasa o cuerpo.** Es la parte más voluminosa que constituye el cuerpo propiamente dicho del condensador y que alberga los paquetes de tubos y las placas. Suele ser de acero al carbono.
- **Cajas de agua.** Colector a la entrada y a la salida del agua de refrigeración (agua de circulación) con el objeto de que ésta se reparta de forma uniforme por todos los tubos de intercambio. Suelen ser de acero al carbono con un recubrimiento de protección contra la corrosión que varía desde la pintura tipo epoxy (para el agua de río) hasta el engomado (para el agua de mar). Suelen ir atornillados al cuerpo del condensador.
- **Tubos.** Son los elementos de intercambio térmico entre el agua y el vapor. Su disposición es perpendicular al eje de la turbina. Suelen ser de acero inoxidable (agua de río) y titanio (agua de mar).

- **Placas de tubos.** Son dos placas perforadas que soportan los dos extremos de los tubos. Constituyen la pared de separación física entre la zona del agua de las cajas de agua y la zona de vapor del interior de la carcasa. Suelen ser de acero al carbono con un recubrimiento (cladding) de titanio en la cara exterior cuando el fluido de refrigeración es agua de mar. La estanqueidad entre los extremos de los tubos y las placas de tubos se consigue mediante el aborcardado de los extremos de los tubos y mediante una soldadura de sellado.
- **Placas soporte.** Placas perforadas situadas en el interior de la carcasa y atravesadas perpendicularmente por los tubos. Su misión es alinear y soportar los tubos, así como impedir que éstos vibren debido a su gran longitud. Su número depende de la longitud de los tubos. Suelen ser de acero al carbono.
- **Pozo caliente.** Depósito situado en la parte inferior del cuerpo que recoge y acumula el agua que resulta de la condensación del vapor. Tiene una cierta capacidad de reserva y contribuye al control de niveles del ciclo. De este depósito aspiran la bombas de extracción de condensado.
- **Zona de enfriamiento de aire.** Zona situada en el interior de los paquetes de tubos, protegida de la circulación de vapor mediante unas chapas para conseguir condiciones de subenfriamiento. De esta manera, el aire disuelto en el vapor se separa del mismo y mediante un sistema de extracción de aire puede ser sacado al exterior.
- **Sistema de extracción de aire.** Dispositivos basados en eyector que emplean vapor como fluido motriz o bombas de vacío de anillo líquido. Su misión, en ambos casos, es succionar y extraer el aire del interior del condensador para mantener el vacío. Estos dispositivos aspiran de la zona de enfriamiento de aire.

En los condensadores de haz y envolvente el vapor se condensa en el espacio de la envolvente y de allí debe ser drenado, para evitar que inunde los tubos.

Los condensadores pueden ser verticales u horizontales, lo cual depende del espacio disponible.

Cuando el vapor contiene aire u otros gases incondensables, la emisión calorífica durante la condensación se reduce. Esto ocurre porque en la superficie fría se condensa el vapor y el aire permanece allí a menos que se lo drene, a medida que pasa el tiempo el aire se va acumulando cerca de la pared de los tubos y obstaculiza el movimiento del vapor hacia la pared.

Las curvas experimentales de la variación del coeficiente de transferencia de calor en relación con la concentración de aire en el vapor son semejantes a la presentada en la siguiente figura:

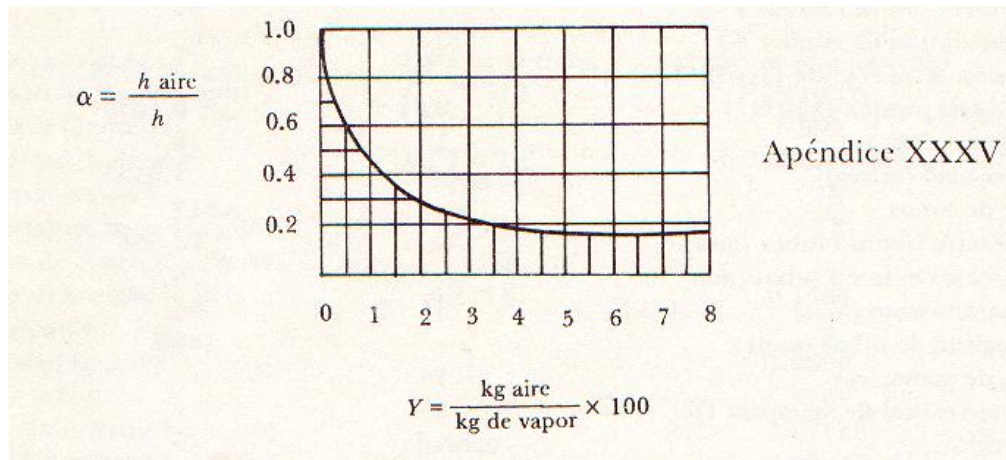


Fig.1.- Efecto de los incondensables sobre el coeficiente de condensación.

En la ilustración se advierte que a lo largo de las abscisas se ha trazado el valor de la concentración del aire en el vapor y en las ordenadas la relación de h_{aire} / h , donde h_{aire} es el coeficiente de transferencia de calor para una mezcla de vapor con aire y h es el coeficiente de transferencia de calor del vapor puro.

Tal y como se muestra en la figura, si el vapor contiene incluso un 1 % de aire su coeficiente se reduce en 60%.

Los coeficientes de condensación en la envolvente dependen del número de hileras de tubos, si el condensador es horizontal o de la longitud de los tubos si es vertical.

El coeficiente de transferencia de calor depende del tipo de superficies sobre la que se efectúa, además de ciertas propiedades del condensado, como son : el calor latente , la conductividad térmica, la viscosidad, la densidad, etc.

Las principales correlaciones que se pueden emplear para predecir el valor de los coeficientes de transferencia de calor por condensación en película son :

Condensación sobre un tubo horizontal

$$\frac{hD_o}{k} = 0.73 \left(\frac{D_o^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}} = 0.76 \left(\frac{D_o^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma} \right)^{\frac{1}{3}}$$

En donde :

g = aceleración de la gravedad

ρ = densidad del condensado

μ = viscosidad del condensado

k = conductividad térmica del condensado.

D_o = diámetro externo del tubo.

λ = Calor latente de condensación

$\Delta T = T_v - T_s$

T_v = temperatura del vapor.

T_s = temperatura de la superficie del tubo.

Γ = masa del condensado por unidad de superficie.

$$\Gamma = \frac{W}{\pi D}$$

W = masa de condensado por tiempo y tubo.

Las propiedades físicas del condensado se obtienen a la temperatura de la película Tf.

$$T_f = T_v - \frac{3}{4}(T_v - T_s)$$

Para el vapor de agua a la presión atmosférica se puede usar la fórmula simplificada:

$$h = \frac{9235}{Do^{\frac{1}{4}} \Delta T^{\frac{1}{3}}} \quad ; \quad h = \frac{kcal}{h m^2 \text{ } ^\circ C} \quad ; \quad Do = m \quad ; \quad \Delta T = \text{ } ^\circ C \quad ; \quad \Delta T = \frac{T_v - T_s}{2}$$

Condensación sobre un haz de tubos horizontales

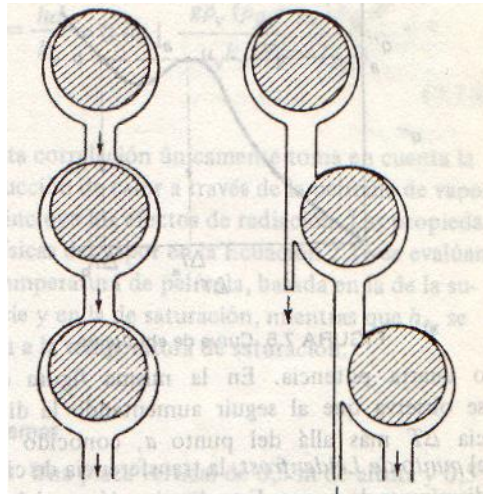


Fig. 2.- Condensación sobre haz de tubos, en arreglo cuadrado y en arreglo triangular.

$$\frac{hDo}{k} = 0.73 \left(\frac{Do^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T N} \right)^{\frac{1}{4}} = 0.76 \left(\frac{Do^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma} \right)^{\frac{1}{3}}$$

En donde N es el número de tubos que están uno encima del otro en una hilera, cada uno con un diámetro Do.

Condensación en el exterior de tubos

$$\frac{hL}{k} = 1.13 \left(\frac{L^3 \rho^2 \lambda}{k \mu \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}} = 1.18 \left(\frac{L^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\Gamma = \frac{h L \Delta T}{\lambda}$$

En donde L es la longitud del tubo o la altura de la placa.

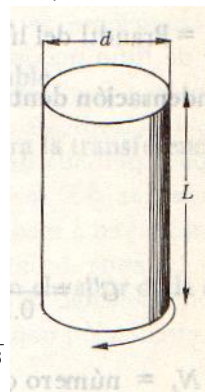
Para vapor de agua a la presión atmosférica.

$$h = \frac{11915}{L^{\frac{1}{4}} \Delta T^{\frac{1}{3}}} \text{ En donde } \Delta T = \frac{T_v - T_s}{2}; L = \text{m}; \Delta T = ^\circ \text{C}; h = \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}}$$

También:

$$\frac{hL}{k} = 1.13 \left[\frac{L^3 \rho^2 g \lambda}{k \Delta T \mu} \right]^{\frac{1}{4}} \text{ para Re ynolds menores de 525}$$

Para régimen turbulento $Re > 525 = \frac{\Gamma}{\mu}$ o para $Re > 2200 = \frac{4\Gamma}{\mu}$

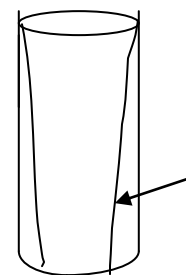


$$\frac{hDo}{k} = 0.0134 \left(\frac{\Gamma}{\mu} \right)^{1.07} \left(\frac{Do^3 \rho^2 g}{\Gamma^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Condensación de vapores en el interior de tubos verticales

$$Nu = 0.0054 (\text{Pr}_L)^{0.65} (\text{Re}_v)^{0.9} \left(\frac{\mu_v}{\mu_L} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.5}$$

En donde $Nu = \frac{hDi}{k_L}$; $\text{Re}_v = \frac{4W}{\mu_v \pi Di}$; $\text{Pr}_L =$ Prandtl del líquido condensado



W=flujo másico de vapor, kg/ s

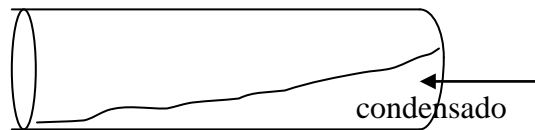
k_L = conductividad térmica del líquido ; μ_L viscosidad del líquido;
 μ_V = viscosidad del vapor ; ρ_L = densidad del líquido ; ρ_V = densidad del vapor.

Todas las propiedades del fluido se determinan a la temperatura local de saturación.

Condensación dentro de tubos horizontales y serpentines

$$h \left(\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} \right)^{\frac{1}{3}} = 1.51 \left(\frac{4G''}{\mu} \right)^{-\frac{1}{3}} \text{ en donde : } G'' = \frac{W}{0.5LN_T}$$

N_T = número de tubos para condensar; L = longitud de los tubos. Todas las propiedades son del condensado.



Una ecuación utilizada para condensación de vapor en serpentines es :

$$h = 1.36 A q^{0.5} L^{0.35} D^{-0.25}$$

$$q = \frac{W}{m^2} c \text{ arg atérmica}$$

L = m

D = Diámetro interno en m

A = coeficiente función de la temperatura

$$h = \frac{W}{m^2 K}$$

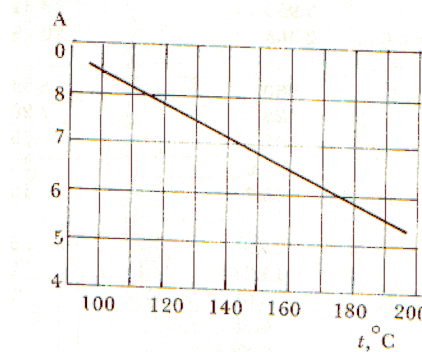


Fig. 3.- Factor A en la condensación en el interior de tubos.

Las velocidades del vapor inicial en los serpentines no debe superar los 30 m / s y cuando ΔT es mayor de 30 o 40 ° C. La relación límite entre la longitud del serpentín y el diámetro L / D es función de la presión de vapor.

P absoluta en atm	5	3	1.5	0.8
L / D máxima	275	225	175	125

En caso de otros ΔT los valores de L / D para los serpentines de vapor deben multiplicarse por $\frac{6}{\sqrt{\Delta T}}$

En condensación las mamparas no se toman en cuenta para el cálculo del coeficiente, pero se utilizan para espaciar bien el vapor y distribuirlo.

Si la condensación se da en la envolvente la caída de presión se calcula con:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{f_s G_s^2 D_s (n+1)}{4 D_e g_c \rho^2}$$

En donde ρ es la densidad del vapor y n es el número de mamparas.

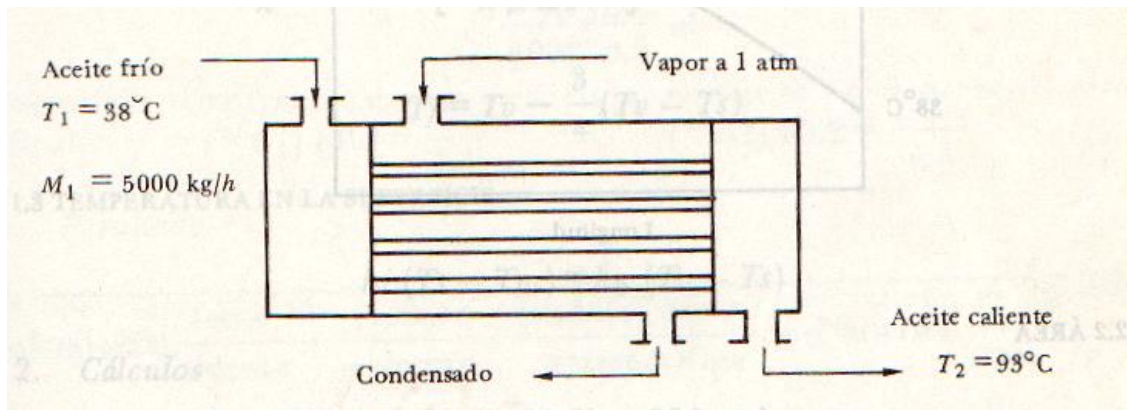
Si la condensación ocurriera dentro de los tubos no es aconsejable dar más de un paso, pues el condensado se acumularía y anegaría los tubos de los siguientes pasos.

Para condensación en tubos:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{f_D G_T^2 L}{4 g_c D_i \rho^2}$$

Ejemplo 1.

Cinco mil kilogramos por hora de un aceite con capacidad calorífica igual a $0.6 \text{ kcal / kg } ^\circ \text{C}$ se calientan de $38 ^\circ \text{C}$ a $93 ^\circ \text{C}$ en el cambiador de calor que se muestra:



El aceite fluye a través de los tubos que son de cobre y de 1 pulgada de diámetro externo y espesor de $1.651 \times 10^{-3} \text{ m}$. La longitud combinada de los tubos es de 100 m. El calor se suministra mediante la condensación de vapor de agua a 1 atm en el exterior de los tubos. Calcule el coeficiente total de transferencia de calor.

1.- Planteamiento.

1.1.- Ecuación de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m Y$$

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

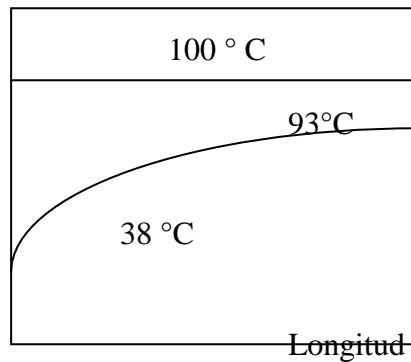
2.- Cálculos.

2.1.- Diferencia media de temperaturas.

$$\Delta T_1 = 100 - 38 = 62 ; \Delta T_2 = 100 - 93 = 7$$

$$\Delta T_m = \frac{62 - 7}{\ln \frac{62}{7}} = 25.21^\circ C$$

$$Y = 1$$



2.2.- Área.

$$A_o = 100 \text{ m} (0.0254) \times \pi = 7.9796 \text{ m}^2.$$

2.3.- Calor.

$$Q = 5000 \times 0.6 (93 - 38) = 165\,000 \text{ kcal /h}$$

2.4.- Coeficiente total.

$$165000 = 7.9796 U_o (25.51)$$

$$U_o = 820.21 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ C}$$

3.- Resultado.

El coeficiente será de 820.21 kcal / h m² ° C.

Ejemplo 2.

En el ejemplo anterior ¿Cuál sería el valor del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos y cual el del lado del vapor?

1.- Planteamiento.

1.1.- Coeficiente total.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{do}} + \frac{x}{k_w} \frac{D_o}{D_w} + \frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_{di}}}$$

2.2.- Coeficiente externo con condensación.

$$\frac{h_o D_o}{k} = 0.725 \left[\frac{D^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T} \right]^{0.25}$$

$$\Delta T = T_v - T_s$$

$$T_f = T_v - \frac{3}{4} (T_v - T_s)$$

1.3.- Temperatura en la superficie.

$$h_i (T_s - T_m) = h_o (T_v - T_s)$$

2.- Cálculos.

2.1.- Temperatura en la pared

Suponiendo que h_i valga 500 y que h_o valga 10 000 kcal / h m² ° C.

$$500(T_s - 65.5) = 10\,000 (100 - T_s)$$

$$T_s = 98.35 \text{ ° C}$$

2.2.- Temperatura de la película del fluido condensante.

$$T_f = 100 - 0.75 (100 - 98.35) = 98.87 \text{ ° C}$$

Propiedades del vapor de agua a 98.87 ° C.

$$k = 0.61 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}} ; \rho = 958 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; \mu = 2.95 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m s}} ; \lambda = 540 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

2.4.- Coeficiente externo.

$$\frac{hoDo}{k} = 0.725 \left[\frac{(0.0254)^3 (958)^2 (9.81)(540)}{1.614 \times 10^{-4} \times 2.95 \times 10^{-4} (100 - 98.35)} \right]^{0.25} = 727; ho = 17\,479 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \circ\text{C}}$$

2.5.- Coeficiente interno.

$$Dw = \frac{0.0254 - 0.022098}{\ln \frac{0.0254}{0.022098}} = 0.023839$$

$$Rdi = \frac{1}{hdi} = 2.04 \times 10^{-4} ; Rdo = \frac{1}{hdo} = 6.14 \times 10^{-5}$$

$$820.21 = \frac{1}{\frac{1}{17479} + 6.14(10^{-5}) + \frac{1.651(10^{-3})(0.0254)}{330 \times (0.0238)} + \frac{0.0254}{0.022 \times hi} + \frac{0.0254}{0.022} \times 2.04 \times 10^{-4}}$$

$$hi = 1735.64 \text{ kcal / h m}^2 \circ\text{C}$$

2.6.- Temperatura en la pared.

$$1735.64 (Ts - 65.5) = 17\,479 (100 - Ts)$$

$$Ts = 96.886 \circ\text{C}$$

$$Tf = 100 - 0.75 (100 - 96.886) = 97.66 \circ\text{C}$$

2.7.- Coeficiente externo.

$$\frac{hoDo}{k} = 0.725 \left[\frac{(0.0254)^3 (958)^2 (9.81)(540)}{1.614 \times 10^{-4} \times 2.95 \times 10^{-4} (100 - 96.886)} \right]^{0.25} = 620; ho = 14\,906.3 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \circ\text{C}}$$

2.8.- Coeficiente interno.

$$820.21 = \frac{1}{\frac{1}{14906.3} + 6.14(10^{-5}) + \frac{1.651(10^{-3})(0.0254)}{330 \times (0.0238)} + \frac{0.0254}{0.022 \times hi} + \frac{0.0254}{0.022} \times 2.04 \times 10^{-4}}$$

$$hi = 1755.7 \text{ kcal / h m}^2 \circ\text{C}$$

2.9.- temperatura en la pared.

$$1755.7 (T_s - 65.5) = 14\,906.3 (100 - T_s)$$

$$T_s = 96.36 \text{ }^\circ\text{C}$$

Como esta temperatura es muy cercana a la anterior no es necesario volver a hacer otro cálculo.

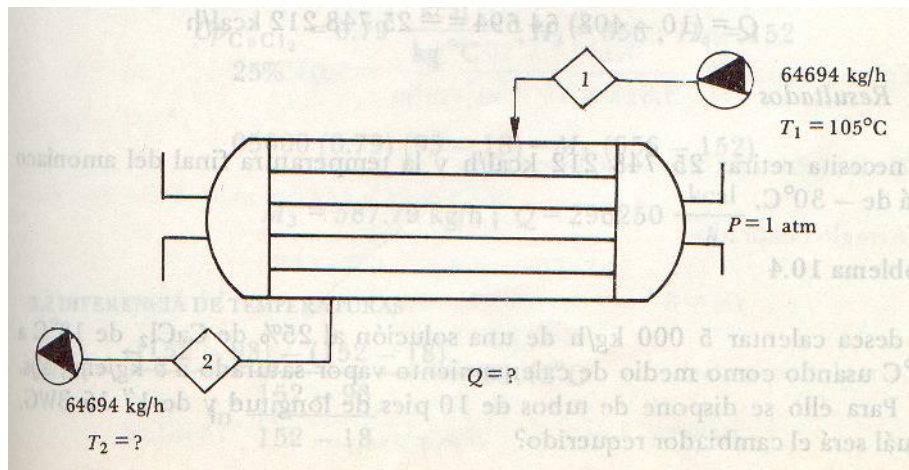
3.- Resultado.

El coeficiente interno es de $1\,755 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ y el externo de $14\,906 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ejemplo 3.

Se quiere enfriar $64\,694 \text{ kg/h}$ de amoníaco desde $105 \text{ }^\circ\text{C}$ y 1 atm hasta que se condense todo el amoníaco a 1 atm . ¿Cuál será la temperatura de salida del amoníaco? ¿Cuánto calor se deberá quitar en el condensador?

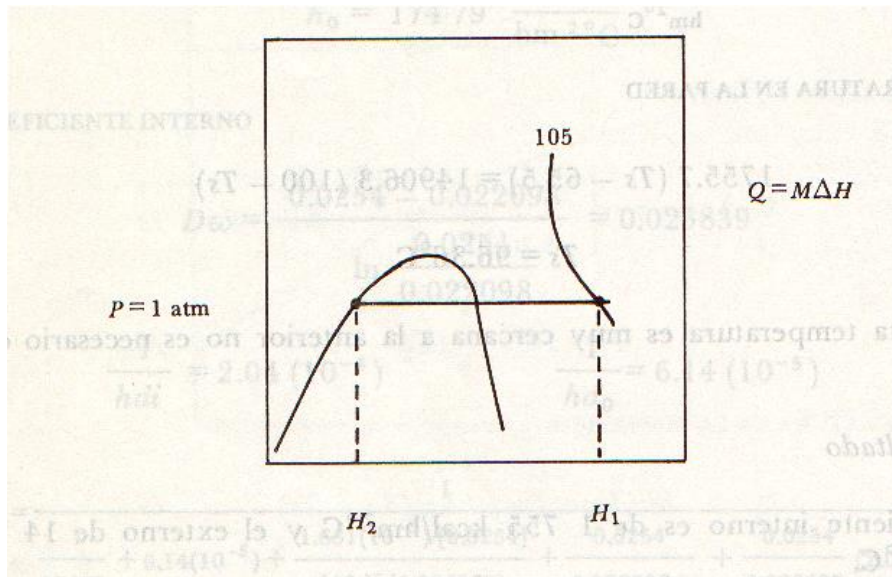
1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

El proceso se puede seguir en un diagrama P-H del amoníaco. Allí se puede obtener las entalpías y la temperatura.



3.- Cálculos.

3.1.- Calor y temperatura.

Ver apéndice LXVI

$$H_1 = 408 \text{ kcal /kg} \quad ; \quad H_2 = 10 \text{ kcal /kg}$$

$$T_2 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = (10-408) 64\,694 = -25\,748\,212 \text{ kcal /h}$$

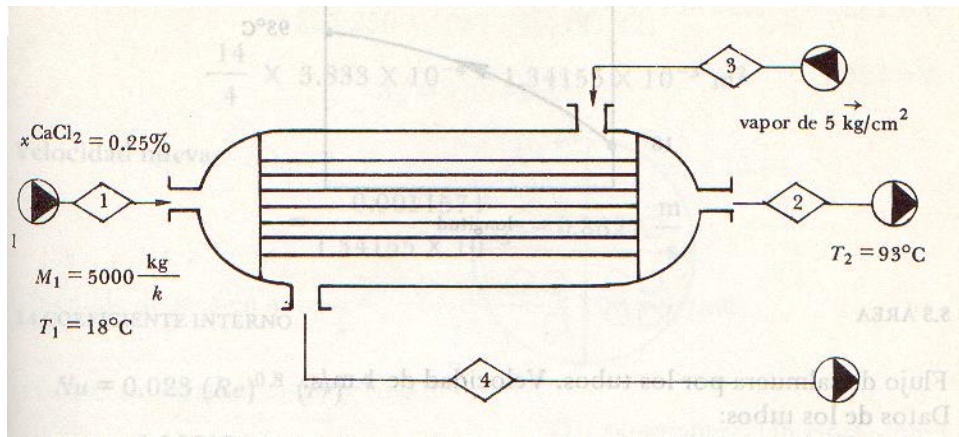
4.- Resultado.

Se necesitan retirar 25 748 212 kcal /h y la temperatura final del amoníaco será de $-30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ejemplo 4.

Se desea calentar 5 000 kg /h de una solución al 25 % de CaCl_2 desde $18 \text{ }^\circ\text{C}$ a $93 \text{ }^\circ\text{C}$ usando como medio de calentamiento vapor saturado a 5 kg / cm^2 abs. Para ello se dispone de tubos de 10 pies de longitud y de una pulgada 16 BWG. Cuál será el cambiador requerido?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de calor.

Q ganado = Q perdido

$$M_3 (H_4 - H_3) = M_1 C_p (T_2 - T_1)$$

2.2.- Ecuación de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balance de calor.

$$C_{p_{CaCl_2}} \text{ al } 25\% = 0.79 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} ; H_3 = 656 ; H_4 = 152$$

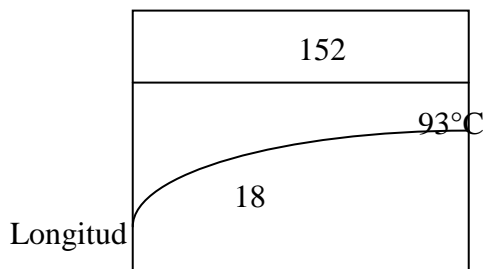
$$5000 (0.79) (93-18) = M_3 (656-152)$$

$$M_3 = 587.79 \text{ kg /h}$$

$$Q = 296\,250 \text{ kcal /h}$$

3.2.- Diferencia de temperaturas.

$$\Delta T_m = \frac{(152-93) - (152-18)}{\ln \frac{152-93}{152-18}} = 91.42^\circ\text{C}$$



3.3.- Área.

Flujo de salmuera por los tubos. Velocidad de 1 m /s.

Datos de los tubos.

DO = 1 pulgada = 0.0254 m

DI = 0.87 pulgadas = 0.022 m

Espesor x = 0.065 pulgadas = 0.001651 m

Dw = 0.02371 m

Área de flujo: $3.833 \times 10^{-4} \text{ m}^2 / \text{tubo}$.

Área de transferencia de calor por metro de tubo.= $0.07979 \text{ M}^2 / \text{m}$

T media de la salmuera $55.5 \text{ }^\circ \text{C}$.

Cp= $0.72 \text{ kcal} / \text{kg } ^\circ \text{C}$; viscosidad 0.82 cps ; $k = 0.4982 \text{ kcal} / \text{h m}^\circ \text{C}$

$$\text{Volumen de salmuera} = 5000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} \times \frac{\text{m}^3}{1200\text{kg}} = 0.0011574 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Área de flujo por paso: } \frac{1.1574 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 1.1574 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Tubos por paso} = \frac{1.1574 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{3.833 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}}} = 3 \text{ tubos}$$

De las tablas de disposición de tubos

Arreglo cuadrado

Ds = 8 pulgadas 4 pasos 14 tubos

Arreglo triangular

Ds = 8 pulgadas 6 pasos 14 tubos

Si se escoge el arreglo cuadrado

El área nueva por paso será:

$$\frac{14}{4} \times 3.833 \times 10^{-4} = 1.34155 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Velocidad nueva} = \frac{0.0011574}{1.34155 \times 10^{-3}} = 0.8627 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.4.- Coeficiente interno.

$$Nu = 0.023(\text{Re})^{0.8} (\text{Pr})^{0.4}$$

$$Re = \frac{0.022 \times 0.8627 \times 1200}{0.82 \times 10^{-3}} = 2.789 \times 10^4$$

$$Pr = \frac{0.72 \times 0.82 \times 10^{-3} \times 3600}{0.4982} = 4.266$$

$$Nu = 147.94$$

$$hi =$$

$$hi = \frac{147.94 \times 0.4982}{0.022} = 3335.4 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

3.5.- Coeficiente externo.

$$L = 3.1m; P_T = 0.03175 m$$

$$DO = 0.0254 m; D_s = 0.2032 m$$

$$De = 0.02551; C = 0.00635 m$$

$$B = D_s = 0.2032; n = 15$$

$$T_v = 152 \text{ } ^\circ C$$

Para obtener T_s debemos suponer

Si $hi = 3335$ y $ho = 6000$

$$3335 (T_s - 55.5) = 6000 (152 - T_s)$$

$$T_s = 117.52 \text{ } ^\circ C$$

$$N \text{ máximo} = 4$$

$$T_f = 152 - 0.75 (152 - 117.52) = 126 \text{ } ^\circ C$$

Propiedades del condensado a T_f

$$\rho = 940 \frac{kg}{m^3}; \lambda = 522 \frac{kcal}{kg}; k = 0.645 \frac{kcal}{hm^{\circ}C}; \mu = 0.22 \times 10^{-3} \frac{kg}{m s}; \Delta T = T_v - T_s = 34.48$$

$$\frac{ho Do}{k} = 0.73 \left(\frac{Do^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T N} \right)^{0.25} = 0.73 \left(\frac{(0.0254)^3 (940)^2 (522) (3600)}{0.645 (0.22 \times 10^{-3}) (34.48) (4)} \right)^{0.25} = 249.47$$

$$ho = \frac{249.47 \times 0.645}{0.0254} = 6334.96 \frac{kcal}{h m^2 \cdot ^\circ C}$$

Como el coeficiente es cercano al supuesto no es necesario corregir los cálculos.

3.6.- Coeficiente de ensuciamiento.

$$R_{di} = 3.07 \times 10^{-4} \quad ; \quad R_{do} = 6.14 \times 10^{-5}$$

3.6.- Coeficiente total

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{6334} + 6.14 \times 10^{-5} + \frac{0.00165 \times 0.0254}{37 \times 0.02371} + \frac{0.0254}{0.022 \times 3335} + \frac{0.0254 \times 3.07 \times 10^{-4}}{0.022098}}$$

$$U_o = 1037 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.8. Área nueva.

$$296\ 250 = 1037 A_o (91.42)$$

$$A_o = 3.1248 \text{ m}^2$$

$$\text{No de tubos} = \frac{3.1248 \text{ m}^2}{0.07979 \frac{\text{m}^2}{\text{m}} \times 3.1 \frac{\text{m}}{\text{tubo}}} = 12.63$$

$$\text{Porcentaje de área en exceso} = \frac{14 - 12.63}{14} \times 100 = 9.76\%$$

3.9.- Caída de presión en los tubos.

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ tubo} = f_D \frac{V^2 L N}{2 g c D}$$

$$Re_{\text{tubos}} = 2.789 \times 10^4$$

$$L = 3.1 ; D = 0.022098 \text{ m} ; V = 0.8627 \text{ m/s} ; f_D = 0.021$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ tubos} = \frac{0.021(0.8627)^2 (3.1)(4)}{2 \times 9.81 \times 0.022098} = 0.447 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ retornos} = 4 \times 4 \frac{(0.8627)^2}{2 \times 9.81} = 0.6069 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = (0.447 + 0.6069) \times \frac{1200}{10\ 000} = 0.1264 \frac{\bar{kg}}{\text{cm}^2}$$

3.10.- Caída de presión en la coraza.

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{1}{2} \frac{f_s G s^2 D s (n+1)}{2 g c D e \rho^2}$$

$$\text{Densidad del vapor a } 152 \text{ } ^\circ\text{C} = 2.63 \text{ kg / cm}^2$$

$D_s = 0.2032 \text{ m}$
 $D_e = 0.02551 \text{ m}$

$$a_s = \frac{D_s \times C \times B}{P_T} = \frac{0.2032 \times 0.00635 \times 0.2032}{0.03175} = 8.25 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Viscosidad del vapor a $152^\circ \text{C} = 1.475 \times 10^{-5} \text{ kg / m s}$

$$G_s = \frac{587.79}{3600 \times 0.008258} = 19.77 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$\text{Re} = \frac{0.02551 \times 19.77}{1.475 \times 10^{-5}} = 3.4292 \times 10^4$$

f_s para deflectores del 75 % = 0.23

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{1}{2} \frac{(0.23)(19.77)^2 (0.2032)(16)}{(2)(9.81)(0.02551)(2.63)^2} = 42.214 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

$$\Delta P = 42.214 \times \frac{2.63}{10\,000} = 0.0111 \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

4.- Resultados.

Hoja de datos

Calor intercambiado 296 250 kcal /h
 Coeficiente total 1037 kcal / h $\text{m}^2 \text{ }^\circ \text{C}$
 Diferencia logarítmica de temperaturas 91.42 $^\circ \text{C}$

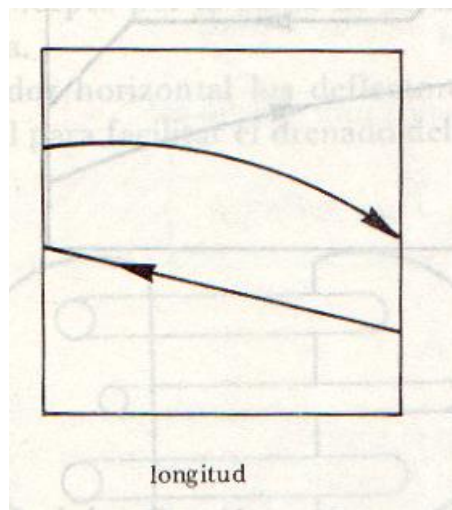
	Lado envolvente	Lado de los tubos
Fluido circulante	Vapor	Ca Cl ₂ al 25 %
Cantidad de fluido (kg /h)	588	5 000
Densidad en kg / m ³	2.63	1 200
Viscosidad en kg/ ms	1.45×10^{-5}	0.82×10^{-3}
Temperatura de entrada en $^\circ \text{C}$	152	18
Temperatura de salida en $^\circ \text{C}$	152	93
Presión de operación en Kg / cm ² abs	5	Atmosférica
Caída de presión en kg / cm ²	0.0111	0.1264
Número de pasos	1	4
Velocidad en m/s	-	0.8627
Número de tubos	-	14
Diámetro interno de los tubos en mm	-	22.098
Diámetro externo de los tubos en mm	-	25.4
Espaciamiento en mm	-	31.75

Longitud de los tubos en mm	-	3100
Número de mamparas	15	
Corte vertical de la mampara en %	25	
Arreglo	Cuadrado	
Diámetro de la envolvente en mm	203.2	
Coefficiente en kcal / h m ² °C	6335	3335

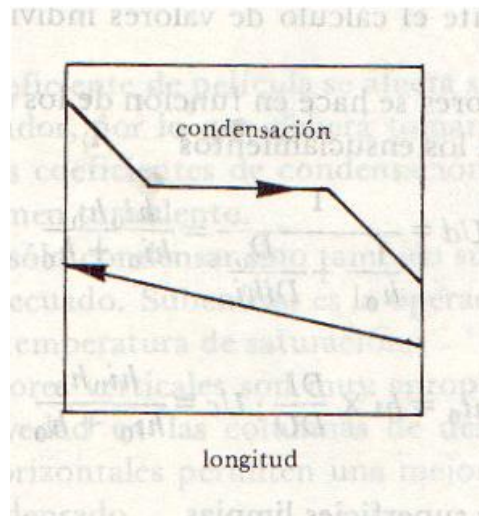
Hasta este punto se ha presentado la forma de calcular las diferencias de temperatura, suponiendo una variación lineal de la temperatura de los fluidos respecto a la longitud del cambiador de calor. Hay tres casos en los que dicha variación no es del tipo lineal.

- Condensación de mezclas de vapores con o sin gases incondensables.
- Vaporización de mezclas de multicomponentes.
- Equipos en los que se producen varios fenómenos simultáneos de sobrecalentamiento, condensación y subenfriamiento.

Condensación en presencia de incondensables y cuando existen mezclas de vapores.



Condensación y subenfriamiento.

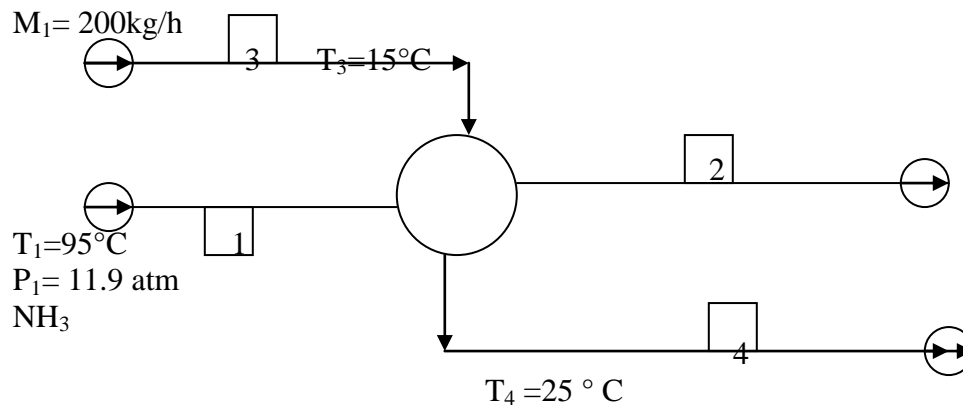


Ejemplo 5.

A un condensador se le suministran 200 kg /h de amoníaco a 11.9 atm y a 95 °C. El condensador se enfría con agua que entra a 15 ° C. El amoníaco sale del aparato a la temperatura de condensación ¿Qué cantidad de agua deberá suministrársele al condensador si ésta sale a 25 ° C?

Si se utiliza un condensador de haz y envolvente ¿Cuál sería el condensador adecuado?

1.- Traducción.



2.-Planteamiento.

2.1.- Balance de energía.

Q ganado = Q perdido

$$M_1 (H_1 - H_2) = M_3 C_p (T_4 - T_3)$$

2.2.- ecuación de diseño.

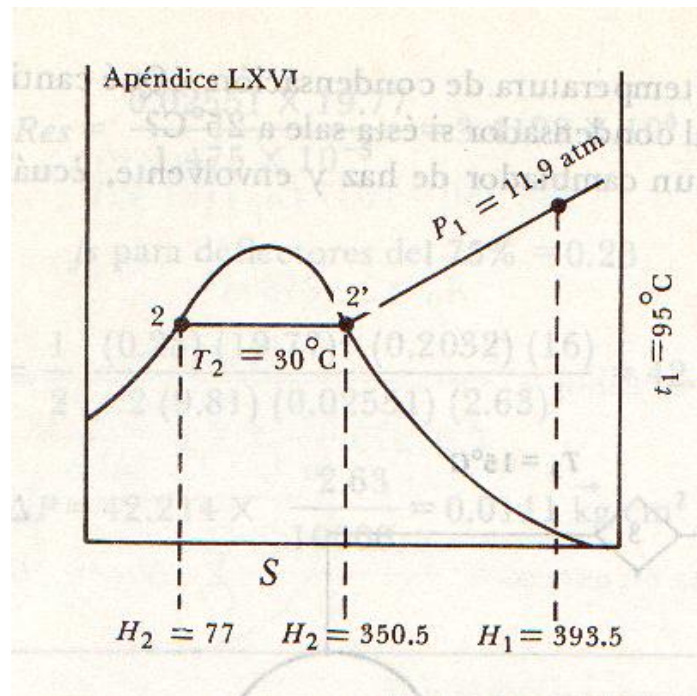
$$Q = U_o A_o \Delta T_b$$

$$\Delta T_b = \frac{Q_T}{\sum \frac{Q}{\Delta T}} = \frac{Q_T}{\frac{Q_d}{\Delta T_d} + \frac{Q_c}{\Delta T_c}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balances de energía.

En un diagrama T- S se puede obtener la entalpía inicial y final del amoníaco.



$$H_1 = 393.5 \text{ kcal /kg} \quad ; \quad H_2 = 77 \text{ kcal /kg}$$

$$Q_{\text{total}} = 200 (393.5 - 77) = 63\,264 \text{ kcal /h}$$

$$\text{Agua requerida} = 63264 = M (1) (25-15)$$

$$M = 6326.4 \text{ kg /h}$$

Calor por eliminación del sobrecalentamiento.

$$Q = 200 (393.5 - 350.5) = 8592 \text{ Kcal /h}$$

Calor por condensación

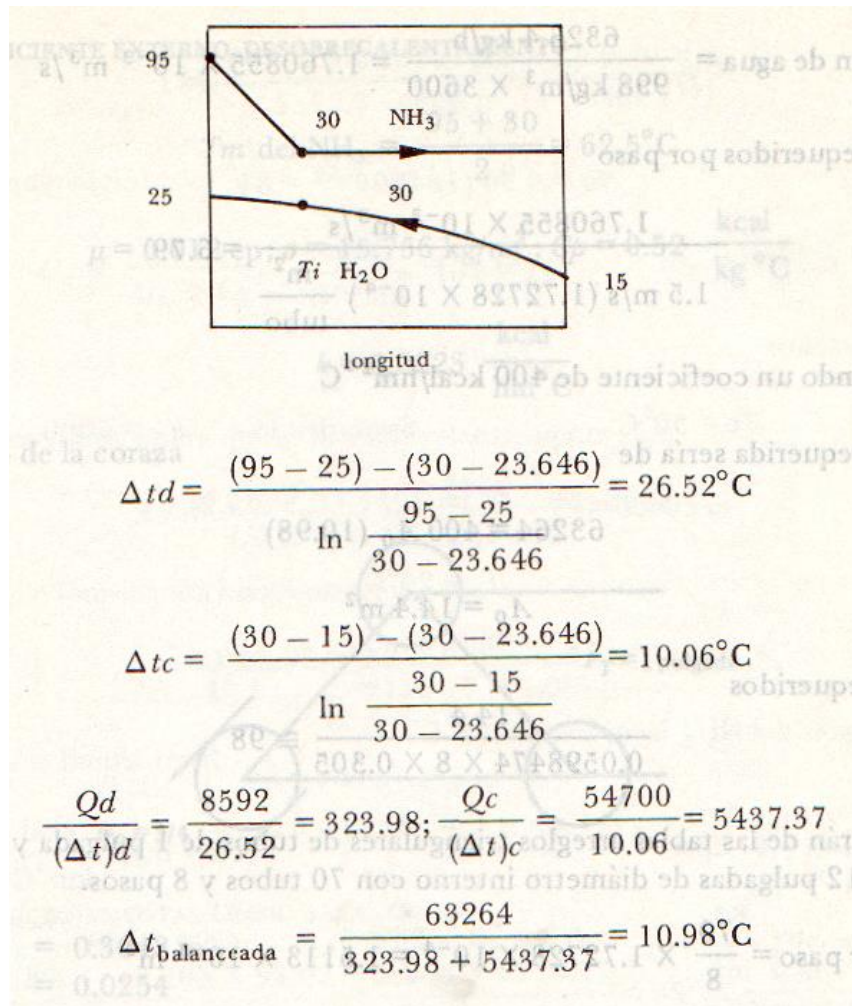
$$Q_c = 200 (350.5 - 77) = 54\,700 \text{ kcal /h}$$

3.2.- Diferencias de temperaturas

Si colocamos los flujos a contracorriente

$$54\,700 = 6326 (T_i - 15)$$

$$T_i = 23.646 \text{ } ^\circ\text{C}$$



3.3.- Tubos y áreas

Se tomará al amoníaco por fuera de los tubos y al agua por dentro.

Suponiendo una velocidad de agua de 1.5 m/s y tubos de $\frac{3}{4}$ de pulgada 14 BWG y 9 pies de largo.

$$DI = 0.0148 \text{ m}$$

$$DO = 0.01905 \text{ m}$$

$$\text{Espesor } x = 2.1082 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_w = 0.016853 \text{ m}$$

$$DO / DI = 1.2842$$

Área de flujo = $1.72728 \times 10^{-4} \text{ m}^2$.

Área de transferencia de calor por metro = $0.0598474 \text{ m}^2 / \text{m}$

Temperatura media del agua = $0.5 (25 + 15) = 20 \text{ }^\circ \text{C}$

Densidad del agua = $998 \text{ kg} / \text{m}^3$

$$\text{Volumen de agua} = \frac{63264 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} = 1.76 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Tubos requeridos por paso

$$\frac{1.76 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 1.72728 \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}}} = 6.79$$

Suponiendo un coeficiente de $400 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ }^\circ \text{C}$.

El área requerida sería de:

$$63264 = 400 A_o \quad (10.98)$$

$$A_o = 14.4 \text{ m}^2$$

Tubos requeridos

$$\frac{14.4}{0.0598 \times 8 \times 0.305} \cong 98$$

Se tomarán de las tablas arreglos triangulares de tubos de $3/4$ y con espaciamiento de 1 pulgada.

De la tabla la coraza debe tener 12 pulgadas de diámetro interno, 70 tubos y 8 pasos.

$$\text{Área por paso} = \frac{70}{8} \times 1.727 \times 10^{-4} \times 0.1511 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Velocidad real en los tubos} = \frac{1.76 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.51 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 1.165 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.4.- Coeficiente interno

Lado del agua

Temperatura media del agua $20 \text{ }^\circ \text{C}$

$$\rho = 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; k = 0.515 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ \text{C}}; C_p = 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ \text{C}}; \mu = 1 \text{ Cps}; Pr = 7.02$$

$$Re = \frac{0.0148 \times 1.165 \times 998}{1 \times 10^{-3}} = 17246$$

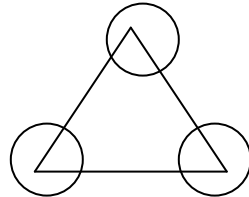
$$Nu = 0.023(17246)^{0.8} (7.02)^{0.4} = 122.91$$

$$h_i = \frac{122.91 \times 0.0515}{0.01483} = 4267 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.5.- Coeficiente externo. Desobrecalentamiento.

Temperatura media del amoníaco = 0.5 (95+30) = 62.5 ° C

$$\mu = 0.012 \text{cps}; \rho = 15.756 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; Cp = 0.52 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \text{ } ^\circ\text{C}}; k = 0.0223 \frac{\text{kcal}}{\text{hm} \text{ } ^\circ\text{C}}$$



$P_T = 1 \text{ pulgada} = 0.0254$, $D_o = 3/4 = 0.01905$
 $D_s = 0.3048 \text{ m}$ $C = 6.35 \times 10^{-3}$ $De = 0.018542 \text{ m}$
 $B = D_s / 5 = 0.06096 \text{ m}$

$$a_s = \frac{D \times C \times B}{P_T} = \frac{0.3048 \times 6.35 \times 10^{-3} \times 0.06096}{0.0254} = 4.645 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$G_s = \frac{200 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{4.645 \times 10^{-3} \times 3600} = 11.96 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$Re = \frac{11.96 \times 0.018542}{0.012 \times 10^{-3}} = 18480$$

Si se usan mamparas de 75% (25 de ventana).

$$Nu = 0.36(Re)^{0.55} (Pr)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

$$Pr = \frac{0.52 \times 0.012 \times 10^{-3} \times 3600}{0.0223} = 1$$

$$Nu = 0.36(18480)^{0.55} = 84$$

$$h_o = 101 \frac{\text{kca}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.6.- Coeficiente externo para condensación.

$T_v = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ Suponiendo que $h_o = 5000$

$$5000(30 - T_s) = 4267 (T_s - 19.2)$$

$T_s = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$T_f = 30 - 0.75(30 - 25) = 26.25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del amoníaco líquido a 26.25 °C

$$\mu = 0.07 \text{ cps} \quad ; \lambda = 273.5 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} ; k = 0.43 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}} ; \rho = 595 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; \Delta T = 30 - 25 = 5^\circ\text{C}$$

$$C_p = 0.284 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \quad ; N = \sqrt{70} \cong 9$$

$$\frac{hoDo}{k} = 0.73 \left(\frac{(0.01905)^3 (595)^2 (9.81)(273.5)(3600)}{(0.43)(0.07 \times 10^{-3})(5)(9)} \right)^{0.25} = 258.4$$

$$ho = \frac{258.4 \times 0.43}{0.01905} = 5833 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

3.7.- Superficie limpia.

Para eliminar el sobrecalentamiento.

$$Ud = \frac{hio \times ho}{hio + ho}$$

$$hio = 4267 \times \frac{DI}{DO} = 3322.5 \quad ; ho = 101$$

$$Ud = \frac{3322.5 \times 101}{3322.5 + 101} = 98.02 \text{ kcal/hm}^2^\circ\text{C}$$

Para la condensación

$$Uc = \frac{hio \times ho}{hio + ho} \quad ho = 5833 \quad hio = 3322.5 \quad Uc = 2116.77$$

Superficie libre para quitar el sobrecalentamiento.

$$Ad = \frac{Qd}{Ud \Delta Td} = \frac{8592}{98.02(26.52)} = 3.305 \text{ m}^2$$

$$Ac = \frac{Qc}{Uc \times \Delta Tc} = \frac{54700}{2116.77(10.06)} = 2.568 \text{ m}^2$$

Superficie total limpia.

$$A_L = 2.568 + 3.305 = 5.8736 \text{ m}^2$$

3.8.- Coeficiente total limpio y balanceado.

$$U = \frac{\sum UA}{A_L} = \frac{3.305 \times 98.02 + 2.568 \times 2116.77}{5.8737} = 980.6 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

3.9.-Coeficiente total sucio.

$$Rd = \frac{xDo}{kDw} + Rdo + Rdi \frac{Do}{Di}$$

$$Rd = \frac{2.1082 \times 10^{-3} \times 0.01905}{37 \times 0.01685} + 2.05 \times 10^{-4} + 3 \times 10^{-4} \frac{0.01905}{0.01483} = 6.517 \times 10^{-4}$$

$$6.517 \times 10^{-4} = \frac{980.6 - U_D}{980.6 - U_D}$$

$$U_D = 598.23 \text{ kcal / h m}^2\text{°C}$$

Área requerida.

$$63264 = 598.23 A_o \text{ (10.98)}$$

$$A_o = 9.6313 \text{ m}^2$$

Tubos requeridos.

$$\frac{9.6313}{0.05984 \times 8 \times 0.305} = 66$$

Exceso de area

$$\frac{70 - 66}{66} \times 100 = 6.12\%$$

4.-Resultado.

Calor intercambiado 63 264 kcal /h

Coeficiente total 598 kcal / h m² ° C

Diferencia logarítmica de temperaturas 11 ° C

	Lado envolvente	Lado de los tubos
Fluido	amoníaco	Agua
Cantidad de fluido en kg /h	200	6327
Densidad kg / m ³		998
Viscosidad kg / m s		1x 10 ⁻³
Temperatura a la entrada ° C	95	15
Temperatura de salida ° C	30	25
Presión de operación en kg / cm ² abs	11.9	
Número de pasos	1	8
Velocidad en m /s		1.165
Número de tubos		70
Diámetro interno de los tubos en mm		14.8
Diámetro externo de los tubos en mm		19.05
Espaciamiento en mm		25.4

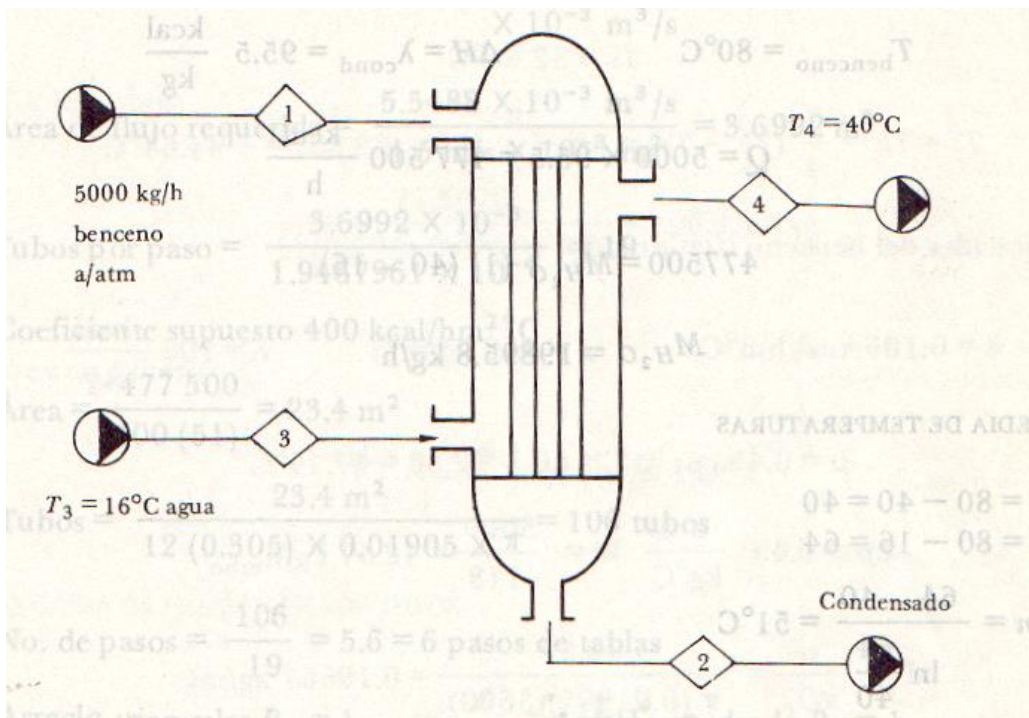
Corte vertical de la mampara	25 %	
Arreglo	Triangular	
Diámetro interno de la coraza	305	
Ensuciamiento en kcal / h m ² °C	4900	3300
Coeficiente kcal / h m ² °C		4267

Ejemplo 6.

Se requiere diseñar un intercambiador de calor vertical para condensar 5000 kg /h de vapores de benceno saturado a la presión de una atmósfera. El benceno condensado se extraerá del condensador a su temperatura de burbuja. Para la condensación se cuenta con agua a 16 ° C que se calentará hasta 40 °C. Se desea que los tubos sean de acero de 3 /\$ de pulgada 16 BWG y de 12 pies de longitud.

¿Cuál debería ser el área del aparato?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de calor.

Calor ganado = Calor perdido.

$$M_1 \Delta H = M_3 C_p (T_4 - T_3)$$

2.2.- Ecuación de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m$$

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

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k_w D_w} + \frac{D_o}{D_{ih}} + \frac{D_o}{D_i} R_{di}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balances de energía.

Temperatura media del agua = $0.5 (16+40) = 28^\circ\text{C}$

Temperatura del benceno = 80°C

$\Delta H = \lambda_{\text{cond}} = 95.5 \text{ kcal / kg.}$

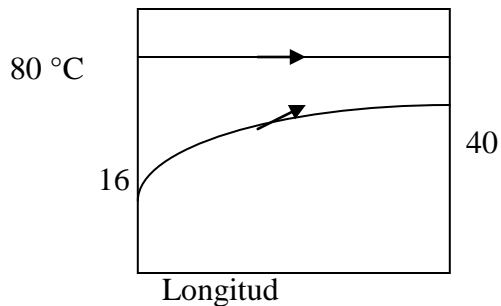
$Q = 5000 \times 95.5 = 477\,500 \text{ kcal / h}$

$477\,500 = M_{\text{agua}} (1) (40-16)$

$M_{\text{agua}} = 19\,895.8 \text{ kg / h}$

3.2.- Media de temperaturas.

$$\Delta T_1 = 80 - 40 = 40 \quad ; \quad \Delta T_2 = 80 - 16 = 64$$



3.3.- Área propuesta.

Suponiendo una velocidad del agua en los tubos de 1.5 m / s

$D_i = 0.014748 \text{ m}$

$D_o = 0.01905 \text{ m}$

Espesor del tubo $x = 1.651 \times 10^{-3} \text{ m}$

$D_w = 0.0173466$

Área de flujo por tubo = $1.94679 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Área de transferencia de calor por metro de tubo = 0.0598474 m^2

Densidad del agua a $28^\circ\text{C} = 996 \text{ kg / m}^3$

$$\text{Volumen de agua} = 19895.8 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{\text{m}^3}{996 \text{ kg}} \times \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} = 5.5488 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Área de flujo requerida} = \frac{5.5488 \times 10^{-3}}{1.94679 \times 10^{-3} m^2} = 3.6992 m^2$$

$$\text{Tubos por paso} = \frac{3.6992 \times 10^{-3}}{1.9467 \times 10^{-4}} = 19$$

Si suponemos un coeficiente de 400 kcal / h m² °C

$$\text{Área} = \frac{477500}{400(51)} = 23.4 m^2$$

$$\text{Tubos} = \frac{23.4 m^2}{12(0.305)(0.01905)\pi} = 106 \text{ tubos}$$

No de pasos = 106 / 19 = 5.6 = 6 pasos

A partir de la consulta de las tablas se obtiene que:

Arreglo triangular con P_T = 1, D_s = 15.25 pulgadas, N_T = 118

Arreglo cuadrado con P_T = 1, D_s = 15.25 pulgadas, N_T = 108

Escogeremos el arreglo cuadrado

$$\text{Velocidad} = \frac{5.5488 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{\frac{108}{6} \times (1.9467 \times 10^{-4})} = 1.583 \frac{m}{s}$$

3.4.- Coeficiente interno para agua.

$$h_i = \frac{2280(1.352 + 0.0198T)V^{0.8}}{D^{0.2}} = \frac{2280(1.352 + 0.0198(28))1.583^{0.8}}{(1.4748)^{0.2}} = 5811.5 \frac{kcal}{hm^2 \text{ } ^\circ C}$$

3.5.- Coeficiente de condensación.

Si h_o fuera de 600, entonces:

$$600 \ 880 - T_s = 5811.5 (T_s - 28)$$

$$T_s = 32.86 \text{ } ^\circ C$$

$$T_f = 80 - 0.75 (80 - 32.86) = 44.64 \text{ } ^\circ C$$

Propiedades del benceno líquido a T_f

$$k = 0.105 \frac{kcal}{hm^\circ C}; \rho = 850 \frac{kg}{m^3}; \lambda = 106 \frac{kcal}{kg}; \mu = 0.45 \text{ cps}; \Delta T = 80 - 32.86 = 47.14 \text{ } ^\circ C$$

$$C_p = 0.43 \frac{kcal}{kg^\circ C}; W = \frac{5000}{118} = 42.37 \frac{kg}{h} \text{ tubo}$$

$$\Gamma = \frac{W}{\pi D_o} = \frac{42.37}{\pi(0.01905)(3600)} = 0.19667 \frac{kg}{m \ s}$$

$$Re = \frac{\Gamma}{\mu} = \frac{0.19667}{0.45 \times 10^{-3}} = 437 \text{ flujo la min ar}$$

$$\frac{hoL}{k} = 1.18 \left(\frac{L^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma} \right)^{0.33} = 1.18 \left(\frac{(3.66)^3 (850)^2 (9.81)}{(0.45 \times 10^{-3})(0.19667)} \right)^{0.33} = 18436$$

$$ho = \frac{18436(0.105)}{3.66} = 529 \frac{kcal}{hm^2 \circ C}$$

3.6.- Coeficiente total

Sea hdo = 10 000 kcal / h m²°C y hdi = 5000 kcal / h m²°C

$$Uo = \frac{1}{\frac{1}{529} + \frac{1}{10000} + \frac{1.65 \times 10^{-3} \times 0.01905}{37 \times 0.0173} + \frac{0.01905}{0.01574 \times 5811.5} + \frac{0.01905}{0.01574(5000)}} = 401.7$$

3.7.- Nueva área.

$$477500 = 401.7 (51) Ao$$

$$Ao = 23.3076 m^2$$

$$\text{Número de tubos} = \frac{23.3076}{12(0.305)(0.01905)\pi} = 106.4 \text{ tubos}$$

$$\text{Área en exceso} = \frac{108 - 106.4}{106.4} \times 100 = 1.49\%$$

3.8.- Caída de presión en los tubos.

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f_D \frac{V^2 LN}{2gcD}$$

$$Re = \frac{1.583 \times 0.014748 \times 996}{0.8 \times 10^{-3}} = 29065$$

$$F_D = 0.032$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{0.032(1.583)^2 (3.66)(6)}{2(9.81)(0.014748)} = 6.085 \frac{\vec{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P = \frac{6.085 \times 996}{10000} = 0.606 \frac{\vec{kg}}{cm^2}$$

Caída de presión por retorno = 0.152

Caída de presión total = 0.7586 kg / cm²

4- Resultado.

Calor intercambiado 477 500 kcal / h m² °C

Coeficiente total 402 kcal / h m² °C

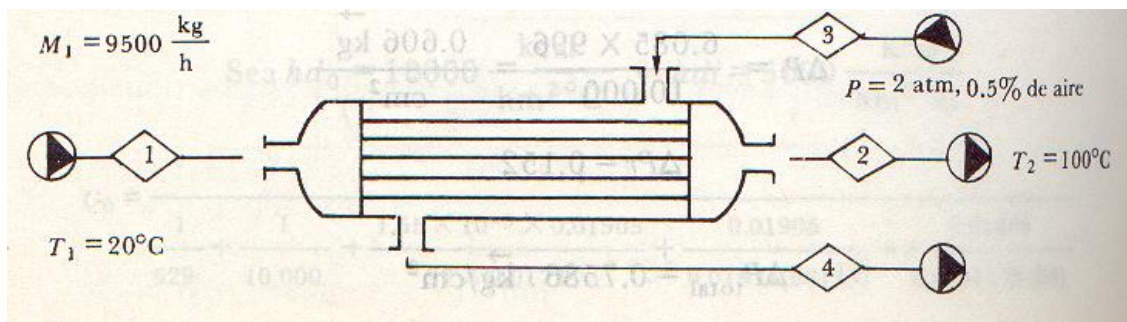
Diferencia media logarítmica de temperaturas = 51 °C

	Lado de la envolvente	Lado de los tubos
Fluido circulante	benceno	Agua
Cantidad de fluido en kg /h	5000	19896
Densidad en kg / m ³	2.694	996
Viscosidad en kg / m s	8.9 x 10 ⁻⁶	0.8 x10 ⁻³
Temperatura a la entrada en ° C	80	16
Temperatura a la salida en °C	80	40
Presión de operación en kg/ cm ² abs.	1	
Caída de presión en kg / cm ²		0.7586
Número de pasos	1	6
Velocidad en m/s		1.583
Número de tubos		108
Diámetro interno de los tubos en mm		15.7
Diámetro externo de los tubos en mm		19.03
Espaciamiento en mm		25.4
Longitud de los tubos en mm		3660
Arreglo	Triangular	
Diámetro interno de la envolvente	387 mm	
Ensuciamiento en kcal/ h m ² °C	10000	5000
Coefficiente en kcal / h m ² °C	529	5811

Ejemplo 7.

Determine las dimensiones principales de un intercambiado de haz y coraza requerido para calentar 9 500 kg /h de tolueno desde 20 hasta 100°C. Para calentar se cuenta con vapor de agua a 2 atm absolutas y contiene 0.5 % en masa de aire.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de energía.

$$M_1 C_p (T_2 - T_1) = M_3 (H_3 - H_4)$$

2.2.- Ecuación de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balances de energía.

Temperatura media del tolueno = $0.5 (20+100) = 60^\circ \text{C}$

Cp del tolueno = $0.43 \text{ kcal / kg }^\circ \text{C}$

$$Q = 9500 \text{ kg / h } (0.43) \text{ kcal / kg }^\circ \text{C } (100-20)^\circ \text{C} = 326\,800 \text{ kcal / h}$$

$$H_1 = 646 \text{ kcal / kg} \quad H_2 = 121.5 \text{ kcal / kg}$$

$$T = 121^\circ \text{C}$$

$$326\,800 = M_3 (646 - 121.5)$$

$$M_3 = 623 \text{ kg / h}$$

3.2.- Diferencia de temperaturas

$$\Delta T_m = \frac{(121-20) - (121-100)}{\ln \frac{121-20}{121-100}} = 50.93^\circ \text{C}.$$

3.3.- área

El tolueno viajará por los tubos. Si suponemos una velocidad de 1.5 m/s y si los tubos son de una pulgada 16 BWG de acero y de 2.5 m de largo.

DI = 0.022098 m , DO = 0.0254 m , Dw = 0.02371 m , x = $1.651 \times 10^{-3} \text{ m}$

DO / DI = 1.1494

Área de flujo por tubo = $3.833 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Área de transferencia de calor por metro = 0.07979 m^2 .

$$\text{volumen} = 9500 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{\text{m}^3}{829 \text{ kg}} \times \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} = 3.183 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Área de flujo requerida por paso.

$$\frac{3.1832 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 2.122 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Número de tubos por paso.

$$\frac{2.122 \times 10^{-3}}{3.833 \times 10^{-4}} = 5.536$$

Arreglo cuadrado.

$P_T = 1.25$ pulgadas $D_s = 10$ pulgadas, 4 pasos 26 tubos.
Arreglo triangular

$P_T = 1.25$ pulgadas $D_s = 10$ pulgadas, 4 pasos 26 tubos.
Escogeremos el arreglo triangular.

$$\text{Área de flujo por paso} = (26 / 4) (3.8333 \times 10^{-4}) = 2.4916 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Velocidad en los tubos} = \frac{3.183 \times 10^{-3}}{2.4916 \times 10^{-3}} = 1.277 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.4.- Coeficiente interno.

$$D_i = 0.022098 \text{ m}$$

$$V = 1.277 \text{ m/s}$$

$$\rho = 829 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; k = 0.095 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}} ; \mu = 0.42 \text{cps} ; C_p = 0.43 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} ; Pr = 6.843$$

$$Re = 55\,699$$

$$Nu = 0.023(55699)^{0.8} (6.843)^{0.4} = 310.83$$

$$h_i = \frac{310.83 \times 0.095}{0.022098} = 1336.2 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

3.5.- Coeficiente externo.

$$\text{Suponiendo } h_o = 5000 \text{ kcal/h m}^2^\circ\text{C}$$

$$5000(121 - T_s) = 1336.2 (T_s - 60)$$

$$T_s = 108^\circ\text{C}$$

$$T_f = 121 - 0.75 (121 - 108) = 111.25$$

$$\rho_f = 958 \text{ kg/m}^3 ; \lambda_f = 532 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} ; \mu_f = 0.282 \text{cps} ; k_f = 0.587 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}} ; \Delta T = 121 - 108 = 13^\circ\text{C}$$

$$N = 7 \quad Nu = 0.73 \left(\frac{(0.0254)^3 (958)^2 (9.81)(532)(3600)}{0.587(0.282 \times 10^{-3})(13)(7)} \right)^{0.25} = 270$$

$$\text{Coeficiente } h_o = 6243.4 \text{ kcal/h m}^2^\circ\text{C}$$

$$\text{Coeficiente corregido por el aire } \frac{h_{aire}}{h_o} = 0.6$$

$$\text{Coeficiente } h_{aire} = 0.6 \times 6243.4 = 3746 \text{ kcal/h m}^2^\circ\text{C}$$

3.6.- Nueva temperatura en la pared.

$$3746 (121 - T_s) = 1336.2 (T_s - 60)$$

$$T_s = 105 \text{ }^\circ\text{C}$$

La temperatura es parecida a la supuesta, por lo que no cambiarán los coeficientes.

3.7.- Ensuciamientos

$$R_{di} = 2.04 \times 10^{-4} \text{ ; } R_{do} = 6.14 \times 10^{-5}$$

3.8.- Coeficiente total.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{3746} + 6.14 \times 10^{-5} + \frac{1.651 \times 10^{-3} \times 0.0254}{37 \times 0.02371} + \frac{1.149}{1336.2} + 1.149 \times 2.04 \times 10^{-4}} = 680$$

3.9.- Área

$$326\ 800 = 680 A_o \text{ (50.93)}$$

$$A_o = 9.436 \text{ m}^2$$

Número de tubos

$$\frac{9.436}{0.07979 \times 2.5} = 47.3$$

El resultado anterior indica que se escogió un cambiador chico.

Si se trabaja a la misma velocidad o parecida al cambiador requerido, sería:

Ds = 13 pulgadas 8 pasos 50 tubos.

$$\text{Área de flujo por paso} = \frac{50}{8} \times 3.833 \times 10^{-4} = 2.395 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Velocidad en los tubos} = \frac{3.1832 \times 10^{-3}}{2.3958 \times 10^{-3}} = 1.328 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.10. Coeficiente interno.

$$Nu = 0.023(57952)^{0.8} (6.843)^{0.4} = 320.85$$

$$h_i = 1379.3$$

3.11.- Coeficiente total

$$U_o = 692.7 \text{ kcal /h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.12.- Área

$$326\ 800 = 692.7 A_o \text{ (50.93)}$$

$$A_o = 9.2629 \text{ m}^2$$

Tubos requeridos

$$\frac{9.2629}{0.07979 \times 2.5} = 46.43 \text{ tubos}$$

Área en exceso

$$\frac{50 - 46.43}{46.43} \times 100 = 8.83\%$$

3.13.- Caída de presión en los tubos.

$$\text{Re} = 57952 \quad f_D = 0.02664$$

$$V = 1.328 \text{ m/s}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ tubos} = \frac{0.02664(1.328)^2(2.5)(8)}{(2)(9.81)(0.022)} = 2.16 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ retorno} = \frac{(4)(8)(1.328)^2}{2(9.81)} = 2.876 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P_{total} = \frac{(2.876 + 2.16)(829)}{10000} = 0.4175 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

3.14.- Caída de presión en la envolvente.

$$D_e = 0.025146 \text{ m}$$

$$D_s = 0.33202 \text{ m}$$

$$P_T = 0.03175 \text{ m}$$

$$C = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$B = D_s = 0.3302 \text{ m}$$

$$a_s = \frac{D_s \times C \times B}{P_T} = \frac{0.3302 \times 6.35 \times 10^{-3} \times 0.3302}{0.03175} = 0.0218 m^2$$

$$\mu_{vapor} = 12.46 \times 10^{-6} \frac{kg}{ms}$$

$$G_s = 7.94 \frac{kg}{m^2 s}$$

$$\text{Re} = \frac{DeG_s}{\mu} = 16024$$

$$f_s \text{ para mamparas de } 75\% = 0.2888$$

$$\text{densidad} = 1.121 \text{ kg/m}^3 \quad n = 2.5 / 0.3302 = 8$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{1}{2} \left[\frac{f_s G_s^2 D_s (n+1)}{2gcDe\rho^2} \right] = \left[\frac{1 \times 0.288(7.94)^2 (0.3302)(9)}{2 \times 2 \times 9.81 \times 0.0251(1.121)^2} \right] = 43.47 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P = \frac{43.47 \times 1.121}{10000} = 4.87 \times 10^{-3} \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

4.- Resultado.

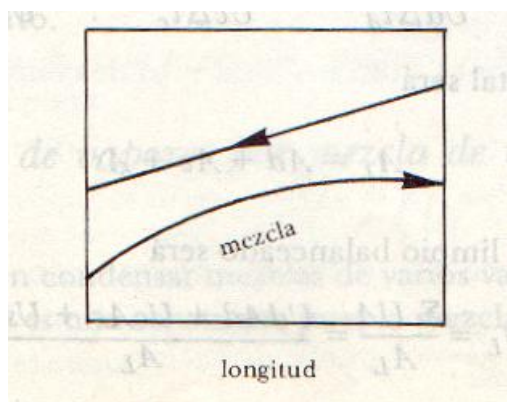
Calor intercambiado 326 800 kcal 7h

Coefficiente total 693 kcal /h m² °C

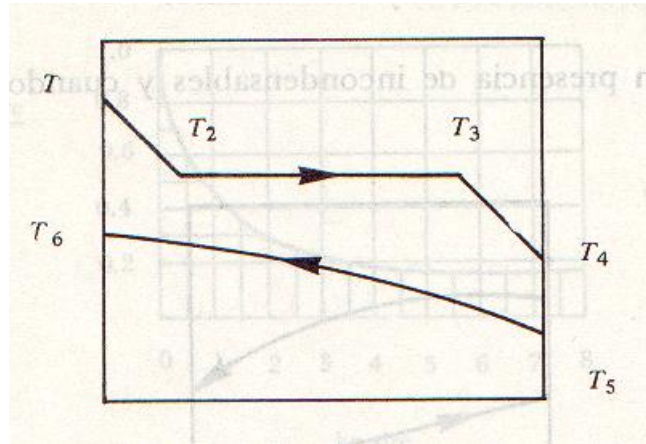
Diferencia media de temperaturas 51 °C

	Lado de la envolvente	Lado de los tubos
Fluido circulante	vapor	Tolueno
Cantidad de fluido kg 7h	623	9500
Densidad kg / m ³	1.121	829
Viscosidad en kg / ms	12.46 x10 ⁻³	0.42x10 ⁻³
Temperatura a la entrada °C	121	20
Temperatura a la salida °C	121	100
Presión de operación kg /cm ² abs	2 atm	
Caída de presión en kg /cm ²	0.616	0.4175
Número de pasos	1	8
Velocidad en m/s		1.328
Número de tubos		50
Diámetro interno en mm		22
Diámetro externo en mm		25.4
Espaciamiento en mm		31.75
Longitud de los tubos en mm		2500
Número de mamparas	10	
Corte de la mampara en %	25	
Arreglo	Triangular	
Diámetro interno de la envolvente en mm	330 mm	
Ensuciamiento en kcal / h m ² °C	16300	4900
Coefficiente en kcal /h m ² °C	3746	1379

Condensación de multicomponentes



En el caso de que se tengan varias zonas en un condensador, tales como la eliminación de sobrecalentamiento, condensación y subenfriamiento, se debe computar el calor transferido en cada una de las zonas.



$$Q_d = U_d A_d (\Delta T)_d$$

$$Q_c = U_c A_c (\Delta T)_c$$

$$Q_s = U_s A_s (\Delta T)_s$$

En donde Q_c es el calor de condensación, Q_d el de sobrecalentamiento y Q_s el de subenfriamiento.

El uso de zonas permite el cálculo de valores individuales de U_c , U_d y U_s para cada zona. El cálculo de esos valores se hace en función de los coeficientes individuales y sin tomar en cuenta los ensuciamientos.

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i h_i}} = \frac{h_i \times h_o}{h_i + h_o}$$

en donde

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

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

De allí se obtienen las superficies limpias.

$$A_d = \frac{Q_d}{U_d \Delta T_d}$$

$$A_c = \frac{Q_c}{U_c \Delta T_c}$$

$$A_s = \frac{Q_s}{U_s \Delta T_s}$$

La superficie total será:

$$A_T = A_d + A_c + A_s$$

El coeficiente total limpio balanceado será:

$$U_L = \frac{\sum UA}{A_T} = \frac{U_d A_d + U_c A_c + U_s A_s}{A_T}$$

De allí que el coeficiente sucio se obtenga por:

$$R_d = \frac{U_L - U_D}{U_L U_D}$$

en donde U_L es el coeficiente limpio y U_D es el coeficiente sucio Y R_d son las resistencias por ensuciamiento.

Aun cuando la condensación reduce el volumen de vapor, aquella ocurre a presión constante excepto por la caída de presión, debida a la fricción entre la entrada y la salida. En un condensador horizontal los deflectores o mamparas segmentadas son de corte vertical para facilitar el drenado del condensado.

El valor del coeficiente de película se afecta significativamente por la posición del condensador, por lo que deberá tomarse en cuenta la posición de este para seleccionar los coeficientes de condensación. En un condensador vertical puede existir régimen turbulento. Si se desea no sólo condensar sino también subenfriar, el condensador vertical es el más adecuado. Sub enfriar es la operación de enfriar el condensado por debajo de su temperatura de saturación.

Los condensadores verticales son muy apropiados para el regreso del condensado por gravedad. Por otra parte, los condensadores horizontales permiten una mejor distribución del vapor y eliminación del condensado.

Si se quiere subenfriar es necesario instalar un sello o pierna barométrica para asegurarse de que el condensado inunde algunos de los tubos y se logre el subenfriamiento.

Condensación de mezclas de vapores

Cuando se deben condensar mezclas de varios vapores, la temperatura de condensación ya no es una constante, pues al variar la composición de la mezcla debido a la condensación varia el punto de rocío de la mezcla.

El punto de rocío de una mezcla es la temperatura a la cual se forma la primera gota de condensado al bajar la temperatura a presión constante.

Para mezclas ideales, la presión que ejerce un líquido en una solución está dada por:

$$\tilde{P}_{AL} = P_A^o \tilde{x}_A \quad \text{Ley de Raoult}$$

la presión que ejerce un gas en una mezcla es:

$$\tilde{P}_{AG} = P_T \tilde{y}_A \quad \text{Ley de Dalton}$$

en donde:

P_T = presión total

P_A^o = presión de vapor de A

\tilde{P}_{AL} = presión parcial de A en la mezcla líquida.

\tilde{x}_A = fracción mol de A en el líquido.

\tilde{y}_A = fracción mol de A en la mezcla gaseosa.

En el equilibrio tenemos que:

$$\tilde{P}_{AG} = \tilde{P}_{AL} \text{ y por lo tanto}$$

$$P_A^o \tilde{x}_A = P_T \tilde{y}_A$$

Para una mezcla se debe cumplir que:

$$\tilde{x}_A + \tilde{x}_B + \tilde{x}_C + \dots = 1$$

$$\tilde{y}_A + \tilde{y}_B + \tilde{y}_C + \dots = 1$$

Por lo tanto:

$$\frac{P_T \tilde{y}_A}{P_A^o} + \frac{P_T \tilde{y}_B}{P_B^o} + \frac{P_T \tilde{y}_C}{P_C^o} + \dots = 1 = \sum_{i=1}^n \frac{P_T \tilde{y}_i}{P_i^o}$$

La ecuación anterior llamada ecuación del punto de rocío proporciona la temperatura de condensación para una mezcla de vapores ideales a una presión P_T dada.

Si las mezclas no son ideales se utiliza el concepto de coeficiente de equilibrio vapor líquido, definido por:

$$K = \frac{\tilde{y}}{\tilde{x}}$$

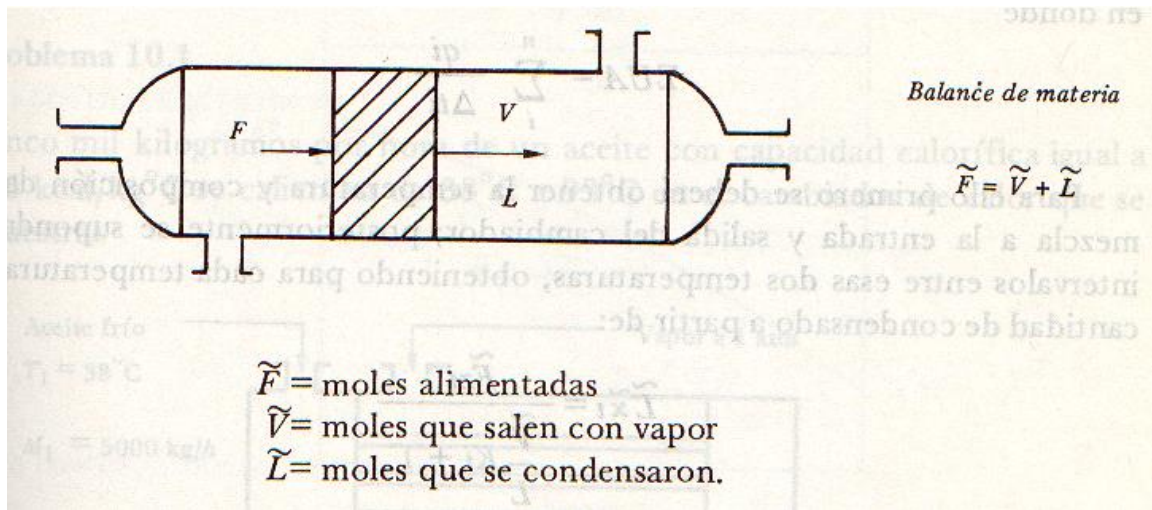
El coeficiente K es función de la presión y la temperatura de trabajo. Empleando el coeficiente o constantes de equilibrio la temperatura de rocío está dada por:

$$\sum \frac{\tilde{y}_i}{\tilde{x}_i} = 1$$

A medida que la temperatura desciende se van condensando los vapores, especialmente los menos volátiles, por lo que se va alterando la composición de la mezcla.

Para determinar la cantidad de calor que se debe retirar entre cada temperatura de rocío, y por lo tanto el vapor condensado, es necesario efectuar un balance de energía en cada parte del intercambiador condensador.

Si tomamos una parte del condensador para su estudio



Balancede por componente

$$\tilde{F}z_i = \tilde{V}y_i + \tilde{L}x_i.$$

En el equilibrio

$$y_i = K_i x_i$$

por lo tanto:

$$\tilde{F}z_i = \tilde{L}x_i + \tilde{V}K_i x_i = x_i(\tilde{L} + \tilde{V}K_i)$$

de donde:

$$x_i = \frac{\tilde{F}z_i}{\tilde{L} + \tilde{V}K_i} = \frac{\tilde{F}z_i}{\tilde{L}\left(1 + \frac{\tilde{V}}{\tilde{L}}K_i\right)}$$

$$\therefore \tilde{L}x_i = \frac{\tilde{F}z_i}{\frac{\tilde{V}}{\tilde{L}}K_i + 1}$$

La resolución de estas ecuaciones proporciona la cantidad de condensado obtenido en cada etapa.

Balancede energía:

Balancede por componente

$$\tilde{F} \hat{H}_F = \tilde{V}\hat{H}_V + \tilde{L}\hat{H}_L + Q$$

La resolución de esta ecuación proporciona la cantidad de calor que hay que retirar en cada parte del condensador.

Para el cálculo de un condensador que maneja mezclas la ecuación de transferencia que debe utilizarse es:

$$Q = U_o A_o \Delta T_{ponderada \text{ o balanceada}}$$

$$\Delta T_{ponderada} = \frac{\sum q}{\sum UA}$$

en donde:

$$\sum UA = \sum_{i=0}^{i=n} \frac{q_i}{\Delta T_i}$$

Para ello primero se deberá obtener la temperatura y composición de la mezcla a la entrada y salida del condensador; posteriormente se supondrán intervalos entre esas temperaturas, obteniéndose para cada temperatura la cantidad de condensado a partir de:

$$\therefore \tilde{L}x_i = \frac{\tilde{F}z_i}{\tilde{V}K_i + 1}$$

luego se calcula el calor perdido en cada intervalo a partir de las entalpías y con él la temperatura de salida del líquido refrigerante. En seguida se puede obtener ΔT_i en cada intervalo y luego

$$\frac{q}{\Delta T} = UA$$

Cuando se trata de mezclas binarias se puede hacer uso de los diagramas de H vs x, y si se tienen a mano, pues en ellos se encuentran todos los datos de temperatura, entalpía y composición que se requieren.

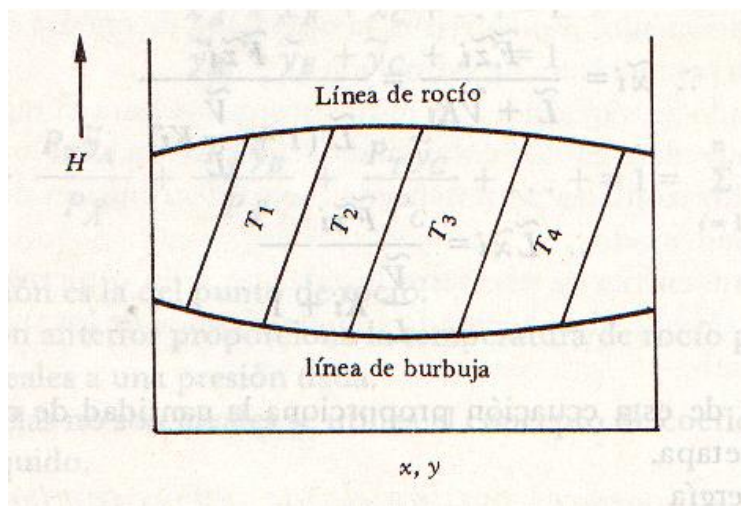


Fig.5.- Diagrama entalpía, concentración, temperatura.

Para el cálculo del coeficiente se obtiene el peso molecular promedio y con él las propiedades del compuesto más cercano.

Como el condensado se va acumulando e inundando, el condensado también va cediendo calor sensible, lo que reduce el área de transferencia de calor latente.

$$\text{Sumergencia} = \frac{\text{calor sensible}}{\text{calor total}}$$

El área total = Área de condensación + Área de subenfriamiento.

- ¿Qué es un condensador de superficie?
- ¿Qué es un condensador de contacto directo?
- ¿Qué es un condensador total?
- ¿Qué es un condensador parcial?

Ejemplo 8.

Construya los diagramas y vs. x , x, y vs. T y \tilde{H} vs x, y para el sistema benceno, etilbenceno a 586 mm de Hg.

Datos

Sustancia		Constantes de	Antoine
A- Benceno	6.90565	1211.033	220.79
B- Etilbenceno	6.95719	1424.255	213.206

$$\log P^o = A - \frac{B}{T + C} \quad \text{en donde } P^o = \text{mm de Hg} \quad ; \quad T \text{ en } ^\circ\text{C}$$

1.- Planteamiento.

1.1.- Discusión.

A partir del benceno y etilbenceno puros se obtendrán los datos de las temperaturas límite para el sistema. Después, dando valores a temperaturas intermedias y obteniendo las presiones de vapor correspondientes, se generarán los datos de equilibrio. El sistema es ideal.

1.2.- Ecuaciones de equilibrio.

$$\tilde{x}_A = \frac{P_T - P_B^o}{P_A^o - P_B^o}$$

$$\tilde{y}_A = \frac{P_A^o \tilde{x}_A}{P_T}$$

en donde P_T es la presión de trabajo.

1.3.- Ecuaciones de Antoine.

$$\log P_A^o = 6.90565 - \frac{1211.033}{220.79 + T}$$

$$\log P_B^o = 6.95719 - \frac{1424.255}{213.206 + T}$$

1.4.- Ecuaciones de entalpías.

$$\begin{aligned}\tilde{H}_L &= \tilde{x}_A [\tilde{C}p_{LA}(te - to)] + (1 - \tilde{x}_A) [\tilde{C}p_{LB}(te - to)] \\ \tilde{H}_V &= \tilde{y}_A [\tilde{C}p_{LA}(te - to) + \tilde{\lambda}_{A,te}] + (1 - \tilde{y}_A) [\tilde{C}p_{LB}(te - to) + \tilde{\lambda}_{B,te}]\end{aligned}$$

2.- Cálculos.

2.1.- Equilibrio.

T en °C	P° _A	P° _B	\tilde{x}_A	\tilde{y}_B
71.9	586.7	91.5	1	1
75	647.7	103.6	0.887	0.98
80	757.6	125.8	0.728	0.942
85	881.6	151.7	0.595	0.895
90	1021.0	181.9	0.482	0.839
95	1176.8	216.8	0.386	0.772
100	1350.5	256.9	0.301	0.694
105	1543.2	302.9	0.228	0.600
110	1756.3	355.2	0.165	0.494
115	1991.3	414.6	0.109	0.369
120	2249.3	481.7	0.059	0.226
126.8	2639.7	586	0.000	0.000

2.2.- Cálculo de la entalpía del líquido a 100 ° C

De la tabla anterior:

$$\begin{aligned}\tilde{x}_A &= 0.301 \quad ; \tilde{x}_B = 0.699 \\ \tilde{C}p_A &= 0.465 \times 78 = 36.2 \frac{\text{kcal}}{\text{kgmol}^\circ\text{C}} \\ \tilde{C}p_B &= 0.52 \times 106 = 55.12 \frac{\text{kcal}}{\text{kgmol}^\circ\text{C}}\end{aligned}$$

$$\tilde{H}_L = 0.3101 [36.2 (100)] + 0.699 [55.12 (100)] = 4942.5 \text{ Kcal / kg mol}$$

2.3.- Cálculo de la entalpía del vapor a 100 ° C

De la tabla anterior:

$$\tilde{y}_A = 0.694 \quad \tilde{C}p_A = 36.2 \quad \tilde{\lambda}_A = 7176 \text{ kcal / kg mol}$$

$$\tilde{y}_B = 0.306 \quad \tilde{C}p_B = 55.12 \quad \tilde{\lambda}_B = 9135 \text{ kcal / kg mol}$$

$$\tilde{H}_V = 0.694 [36.2 (100-0) + 7176] + 0.306 [55.12 (100-0) + 9135] = 11974.4 \text{ kcal / kg mol}$$

De manera semejante se efectúan los demás cálculos.

2.4.- Datos de entalpía contra temperatura y composición.

T en ° C	\tilde{x}_A	\tilde{y}_A	\tilde{H}_L en $\frac{kcal}{kgmol}$	\tilde{H}_V en $\frac{kcal}{kgmol}$
71.9	1	1	2552	10 040
75	0.887	0.98	2840	10 236
80	0.728	0.942	3220	10 629
85	0.595	0.895	3663	10 805
90	0.482	0.839	4069	11 262
95	0.385	0.772	4523	11 645
100	0.301	0.694	4942.5	11974.4
105	0.228	0.6	5429	12 666
110	0.165	0.494	5830	13 272
115	0.109	0.369	6354	13 956
120	0.059	0.226	6865	14 751
126.8	0	0	7345.8	16 197

2.5 Diagramas.

Diagrama $T - \tilde{x}, \tilde{y}$ del sistema benceno – etilbenceno a 586 mm de Hg.

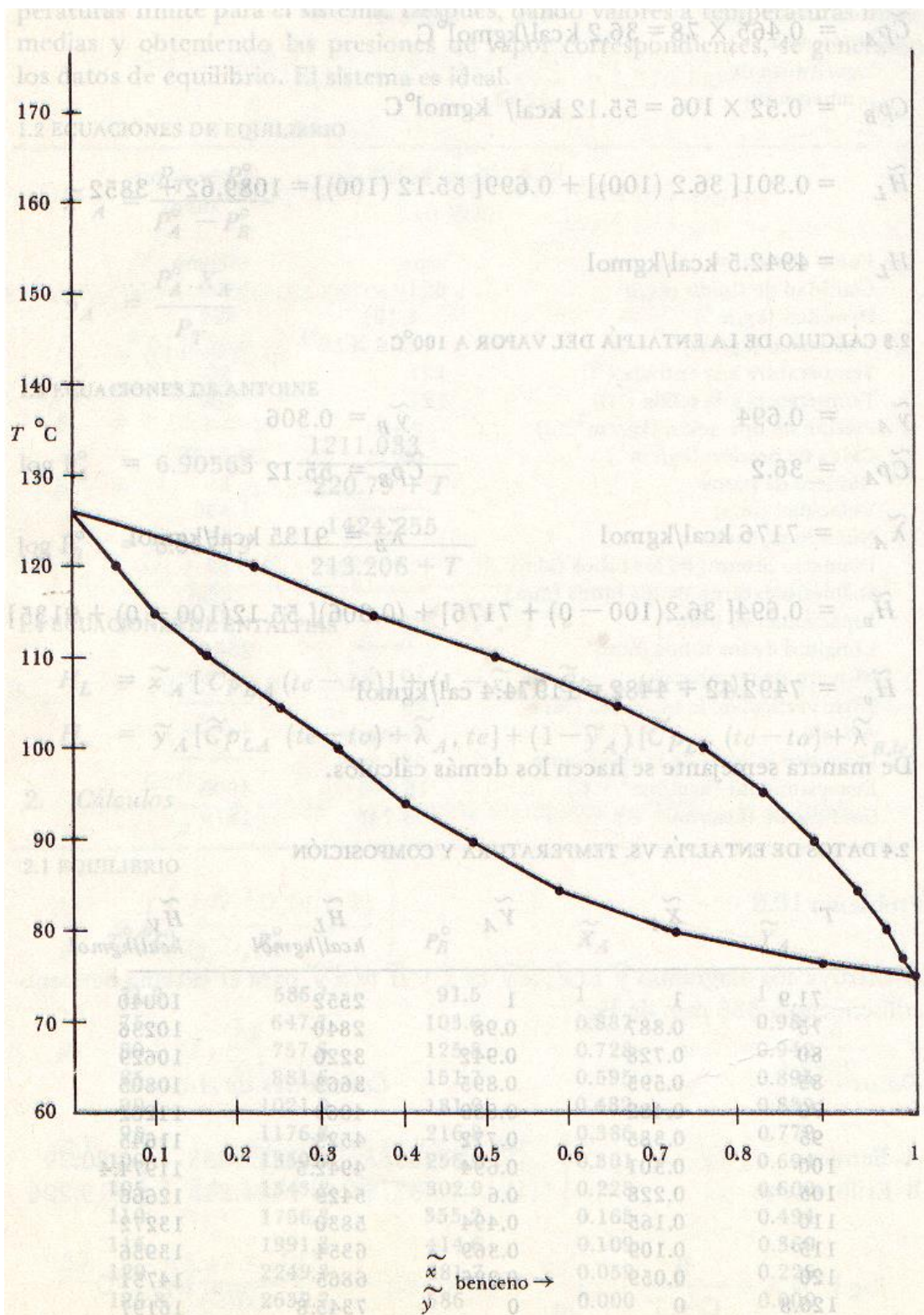


Diagrama \bar{x} , \bar{y} del sistema benceno – etilbenceno a 586 mm de Hg.

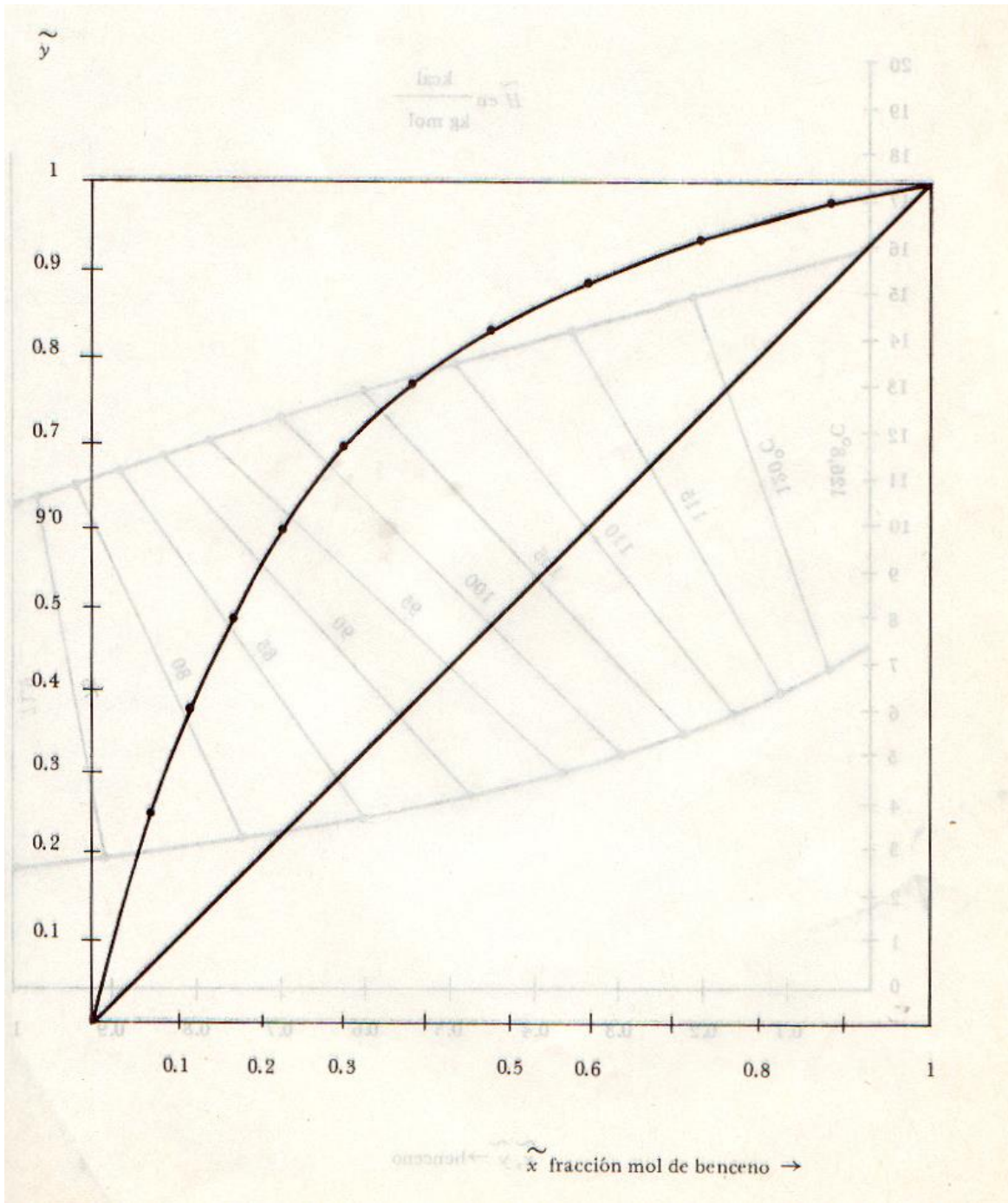
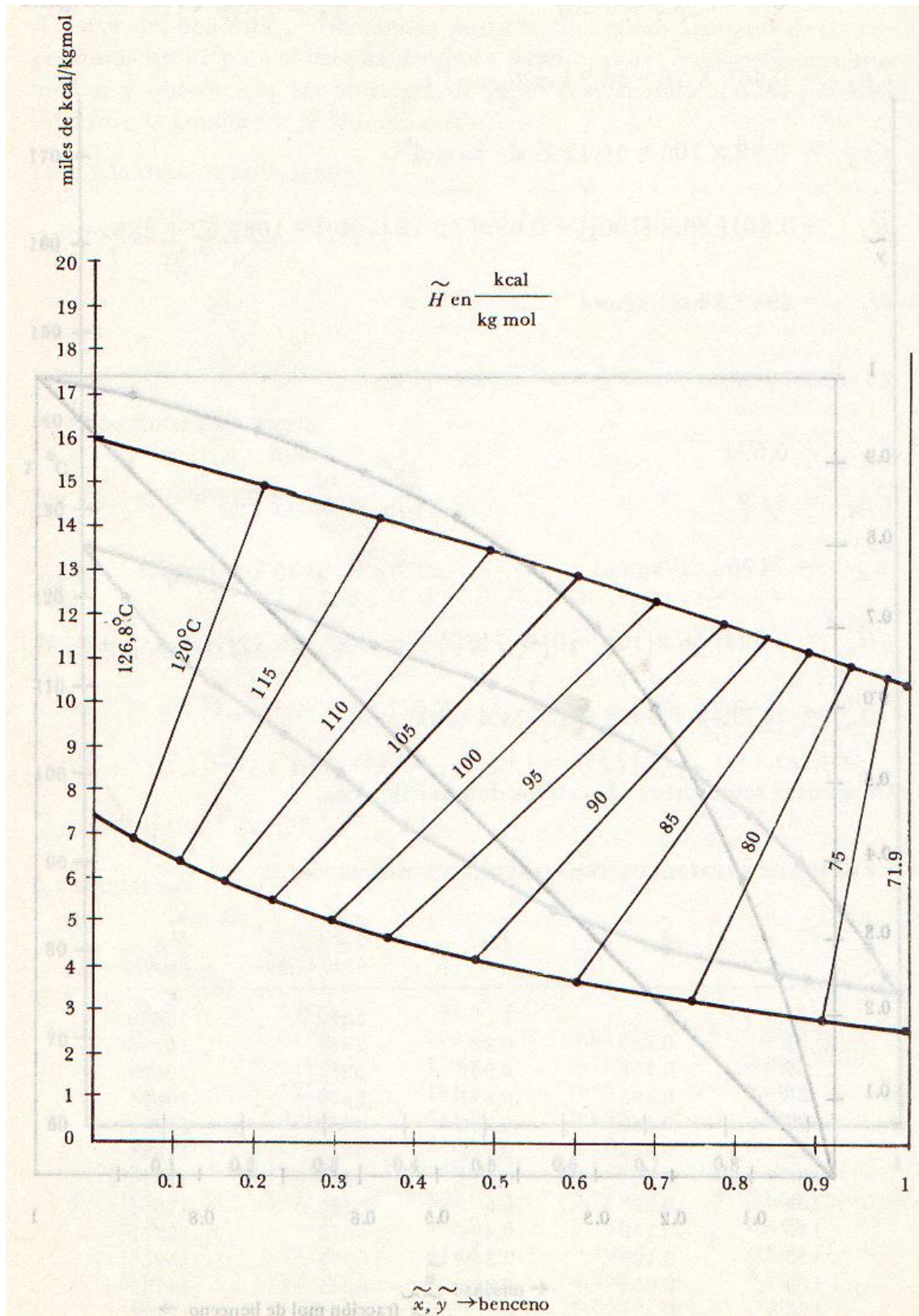


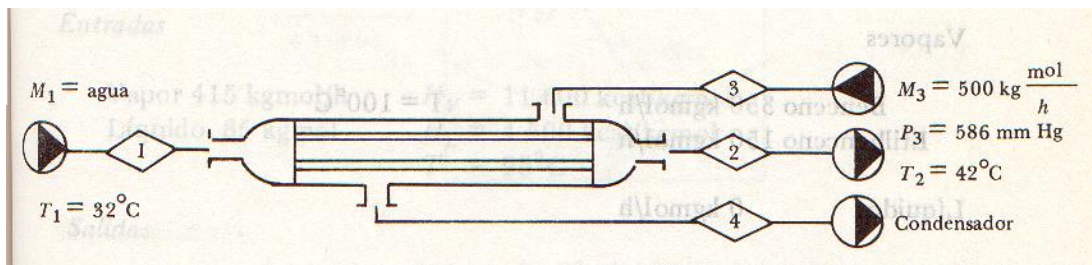
Diagrama \tilde{x} , \tilde{y} vs. \tilde{H} para el sistema benceno – etilbenceno a 586 mm de Hg.



Ejemplo 9.

En un condensador horizontal deben condensarse 500 kg mol /h de una mezcla saturada de 70 % en mol de benceno y 30 % de etilbenceno a 586 mm de Hg. Para ello se cuenta con agua a 32 ° C que puede calentarse hasta 42 ° C. Calcule el condensador requerido.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de energía.

$$Q = M_3 (H_3 - H_4) = M_1 C_p (T_2 - T_1)$$

2.2.- Ecuación de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_{ponderada}$$

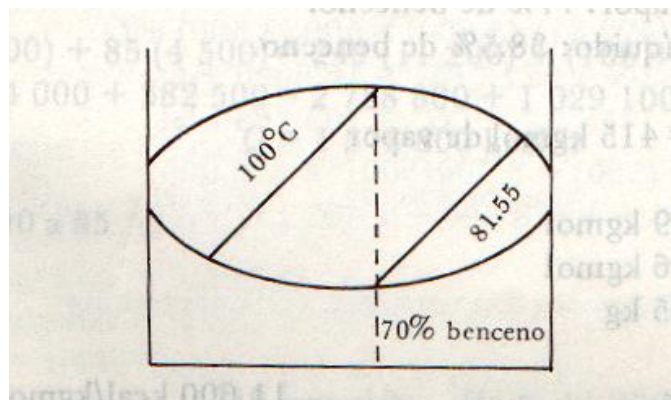
$$\Delta T_{ponderada} = \frac{\sum q}{\sum UA}$$

$$\sum UA = \sum_{i=1}^n \frac{q_i}{\Delta T_i}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balance de energía.

Del problema anterior se desprende que el punto de rocío de la mezcla entrante al condensador está a 100 ° C y el punto de burbuja a 81.5 ° C.



Entre esos dos puntos se llevará a cabo la condensación.

Para diseñar el condensador, se dividirá la diferencia de temperaturas en intervalos de 5 ° c o sea a 100, 95, 90, 85 y 81.5 ° c

Para cada rango se obtendrá el líquido condensado.

Rango de 100 °C a 95 ° C.

Entradas

Vapores

Benceno 350 kg mol /h a 100 °C

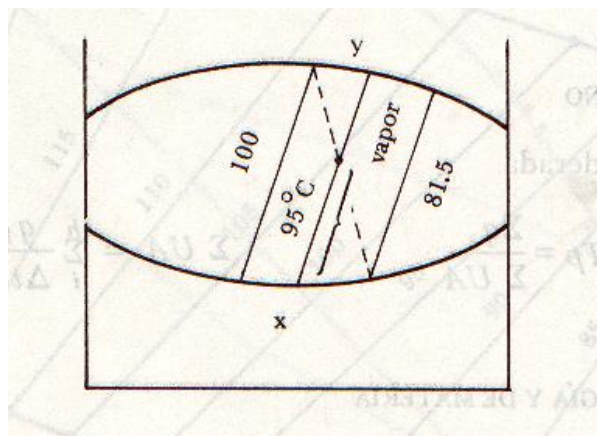
Etilbenceno 150 kg mol / h

Líquido 0 kg mol / h

Entalpía de los vapores. Del diagrama de entalpía 12 000 kcal /h

Salidas

Del diagrama y utilizando la regla de la palanca.



Al salir de esta sección el 83 % sigue como vapor.

Del diagrama:

Composición del vapor 77 % de benceno. Composición del líquido 38.5 % de benceno.

Salidas

$$500 \times 0.83 = 415 \text{ kg mol /h}$$

Benceno 319 kg mol

Etilbenceno 96 kg mol

Líquido = 85 kg mol

Entalpía del vapor 11 600 kcal /kg mol

Entalpía del líquido 4500 kcal / kg mol

Balance de energía

$$500 (1200) = 11600(415) + 4500(85) + Q$$

$$Q = 803\,500 \text{ kcal /h}$$

Intervalo de 95 a 90 ° C

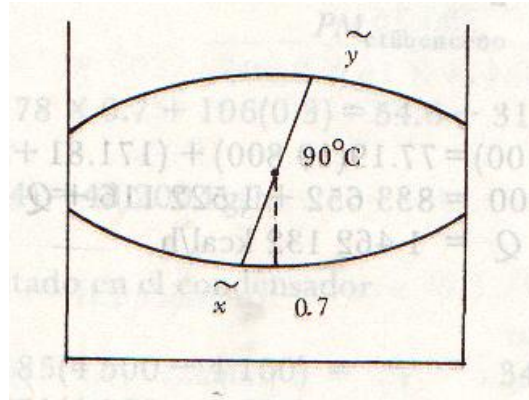
Entradas T = 95 ° C

Vapor 415 kg mol /h Hv = 11600 kcal /kg mol

Líquido 85 kg mol H_L = 4500 kcal /kg mol

Salidas

Del diagrama:



Vapores salientes

$$415(0.6) = 249 \text{ kg mol /h}$$

Líquidos salientes

$$166 \text{ kg mol /h}$$

$$H_v = 11\,200 \quad H_L = 4100$$

Balance:

$$415(11600) + 85(4500) = 249(11200) + (166 + 85)4100 + Q$$

$$Q = 1\,378\,600 \text{ kcal /h}$$

Intervalo de 90 a 85

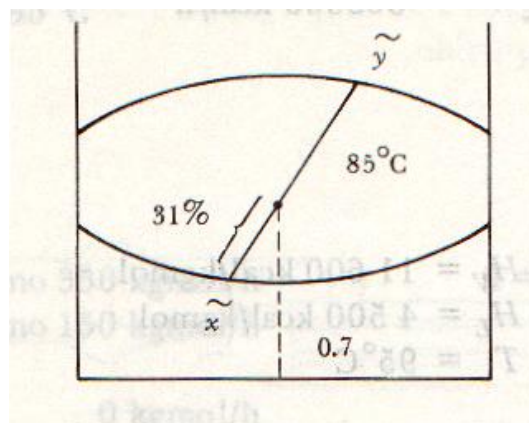
Entradas

$$\text{Vapor } 249 \text{ kg mol / h} \quad H_v = 11\,200$$

$$\text{Líquido } 251 \text{ kg mol /h} \quad H_L = 4100$$

Salidas.

Del diagrama:



$$\text{Vapores salientes } 249(0.31) = 77.19 \quad H_v = 10\,800$$

$$\text{Líquido condensado } 171.81 \text{ kg mol /h} \quad H_L = 3600$$

Balance:

$$249 (11200) + 251 (41009) = 77.19 (10800) + (171.81+251)3600+Q$$

$$Q = 1462\ 132\ \text{kcal /h}$$

Intervalo de 85 a 81.5

Entradas

Vapor 77.19 $H_v = 10\ 800$

Líquidos condensados 422.81 $H_L = 3600$

Balance:

$$77.19 (10800) + 422.81 (3600) = 500 (3300) + Q$$

$$Q = 705\ 768\ \text{kcal}$$

$$Q_{\text{total}} = 12\ 000(500) - 3\ 300 (500) = 4\ 350\ 000$$

$$Q_{\text{total}} = 803\ 500 + 1\ 378\ 600 + 1\ 462\ 132 + 705\ 768 = 4\ 350\ 000$$

3.2.- Diferencia de temperatura ponderada.

$$4\ 350\ 000 = M_{\text{agua}} (42.32)$$

$$M_{\text{agua}} = 435\ 000\ \text{kg /h}$$

Temperatura de los vapores en °C	Q	T agua en °C	$\Delta T U$	$Q/\Delta T$
100		42	0	
95	803 500	40.15	56.41	14 243.9
90	1 378 600	36.98	53.93	25 562.7
85	1 462 132	33.62	52.19	28 015.5
81.5	705 768	32	50.43	13 996
	4 350 000			$\Sigma U A = 81817$

$$\Delta T = \frac{4350000}{81817} = 53.167^\circ C$$

3.5.- Sumergencia.

Peso molecular medio.

PM benceno = 78 PM etilbenceno = 106

PM medio = $78(0.7) + 106(0.3) = 54.6 + 31.8 = 86.4$

Masa = $500(86.4) = 43\ 200\ \text{kg /h}$

Calor sensible quitado en el condensador

$85(4500 - 4100) = 34\ 000$

$251 (4100 - 3600) = 125\ 500$

$422.81 (3600 - 3300) = 126\ 843$

Total = 286 343

$$\frac{\text{Sumergencia}}{4\ 350\ 000} = \frac{286343 \times 100}{4\ 350\ 000} = 6.58\%$$

3.4.- Áreas

Velocidad del agua en los

tubos = 1.5 m /s

Tubos de 0.75 pulgadas OD

y 16 pies de largo

DI = 0.62 pulgadas = 0.015748m

DO = 0.75 pulgadas = 0.01905 m

Espesor del tubo x = 0.065 pulgadas = 1.651 x 10⁻³m

Área de flujo = 1.9467 x 10⁻⁴ m²

Área de transferencia de calor por metro = 0.059847 m²

Dw = 0.0173466 m.

Densidad del agua a 37 ° C = 995 kg /m³.

$$\text{Volumen} = \frac{435\ 000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 437.18 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\text{área por paso} = \frac{437.18 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} \times 1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.0809 \text{m}^2$$

$$\text{Tubos por paso} = \frac{0.0809}{1.9467 \times 10^{-4}} = 415$$

Tubos por paso debido a la sumergencia = 442 = 415.86 (1.0658)

Uo = 350 kcal / h m² °C

4350 000 = 350 (Ao) 53.167

Ao = 233.76 m²

$$\text{Número de tubos} = \frac{233.76}{0.0598474 \times 16 \times 0.305} = 800$$

Se requieren dos pasos

Del apéndice LIII

Arreglo cuadrangular

¾ OD P_T = 1 pulgada Dos pasos 824 tubos 32 pulgadas de Ds

Arreglo triangular

$\frac{3}{4}$ OD $P_T = 15 / 16$ Dos pasos 822 tubos $D_s = 31$ pulgadas

arreglo triangular

$\frac{3}{4}$ OD $P_T = 1$ pulgada Dos pasos 830 tubos $D_s = 33$ pulgadas.

Se escogerá el arreglo cuadrangular para minimizar pérdidas por presión en la envolvente.

$P_T = 1$ 2 pasos 824 tubos $D_s = 35$ pulgadas.

$$\text{Velocidad en los tubos} = \frac{437.18}{3600 \times \frac{824}{2} \times 1.94679 \times 10^{-4}} = 1.517 \frac{m}{s}$$

3.5.- Coeficiente para el agua. Lado interno de los tubos.

$$h_i = \frac{2280(1.352 + 0.0198T)V^{0.8}}{D^{0.2}} = \frac{2280[1.352 + 0.0198(37)](1.517)^{0.8}}{(1.5748)^{0.2}} = 6057 \frac{kcal}{h m^2 \circ C}$$

3.6 Coeficiente externo. Lado de los vapores que se condensan.

Suponiendo $h_o = 1000 kcal / h m^2 \circ C$

Temperatura media = $0.5 (100 + 81.5) = 90.75 \circ C$

$$1000(90.75 - T_s) = 6057 (T_s - 37)$$

$$T_s = 44.6 \circ C$$

$$T_f = 90.75 - 0.75 (90.75 - 44.6) = 56.13 \circ C$$

Propiedades de la mezcla de condensados a $56.13 \circ C$:

Del benceno:

$$\mu = 0.9 cps ; C_p = 0.465 \frac{kcal}{kg \circ C} ; k = 0.1289 \frac{kcal}{hm \circ C} ; \tilde{\lambda} = 7176 \frac{kcal}{kgmol} ; \rho = 836 \frac{kg}{m^3}$$

Del etilbenceno:

$$\mu = 0.5 cps ; C_p = 0.52 \frac{kcal}{kg \circ C} ; k = 0.0946 \frac{kcal}{hm \circ C} ; \tilde{\lambda} = 9135 \frac{kcal}{kgmol} ; \rho = 881 \frac{kg}{m^3}$$

Composición de la mezcla:

Fracción mol del benceno = 0.7

Fracción mol del etilbenceno = 0.3

Fracción masa del benceno:

$$x_B = \frac{0.7 \times 78}{0.7 \times 78 + 0.3 \times 106} = 0.632$$

Fracción masa del etilbenceno = 0.368.

$$\mu_{mezcla} = 0.632(0.9) + 0.368(0.5) = 0.4368 cps$$

$$k_{mezcla} = 0.1289(0.432) + 0.368(0.0946) = 0.11 \frac{kcal}{hm^{\circ}C}$$

$$Cp_{mezcla} = 0.465(0.632) + 0.368(0.52) = 0.485 \frac{kcal}{kg^{\circ}C}$$

$$\lambda_{mezcla} = \frac{7176(0.7) + 9135(0.3)}{86.4} = 89.85 \frac{kcal}{kg}$$

$$\rho_{mezcla} = 836(0.632) + 811(0.368) = 826.8 \frac{kg}{m^3}$$

Coefficiente externo:

$$\frac{hoDo}{k} = 0.73 \left[\frac{(0.01905)^3 (826.8)^2 (9.81)(89.85)(3600)}{(0.1162)(0.4368 \times 10^{-3})(90.75 - 44.6)(28)} \right]^{0.25}$$

$$Nu = 89.76$$

$$ho = \frac{89.76 \times 0.1162}{0.01905} = 547.54 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^{\circ}C}$$

Nueva temperatura en la pared:

$$547 (90.75 - T_s) = 6057 (T_s - 37)$$

$$T_s = 41.45.$$

$$T_f = 90.75 - 0.75 (90.75 - 41.45) = 53.77 \text{ } ^{\circ}C$$

A esa nueva temperatura las propiedades de la mezcla anteriormente calculadas no varían mucho, por lo que se aceptan los valores antes obtenidos.

$$\Delta T = 90.75 - 41.45 = 49.3^{\circ}C$$

Nuevo coeficiente:

$$ho = 538.5 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^{\circ}C}$$

3.7.- Ensuciamiento.

$$R_{do} = 1.563 \times 10^{-4}; \quad R_{di} = 3 \times 10^{-4}$$

3.8.- Coeficiente total.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{538.5} + 1.63 \times 10^{-4} + \frac{1.651 \times 10^{-3} (0.01905)}{(37(0.01734))} + \frac{1.2096}{6057} + 1.2096(3 \times 10^{-4})}$$

$$U_o = 380 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C.}$$

3.9.- Área requerida:

$$4\ 350\ 000 = 380 A_o (53.167)$$

$$A_o = 215.309 \text{ m}^2.$$

A_o tomando en cuenta la sumergencia

$$A_o = 215.309 (1.0658) = 229.47 \text{ m}^2.$$

Tubos requeridos:

$$Tubos = \frac{229.47}{0.0598474 \times 16 \times 0.305} = 785.7$$

$$\text{Área en exceso} = \frac{824 - 785.7}{785.7} \times 100 = 4.87\%$$

3.10.- Caída de presión en los tubos.

$$Re_i = \frac{0.15748 \times 1.517 \times 995}{0.68 \times 10^{-3}} = 34956$$

$$f_D = 0.0288.$$

$$\frac{\Delta P}{\rho}_{tubo} = \frac{0.0288 (1.517)^2 (4.88)(2)}{2(9.81)(0.015748)} = 2.093 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho}_{retornos} = \frac{4(2)(1.517)^2}{2(9.81)} = 0.9383 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P_{total} = (0.9383 + 2.093) \times \frac{995}{10000} = 0.3 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

3.11.- Caída de presión en la coraza.

$$D_s = 35 \text{ pulgadas} = 0.889 \text{ m}$$

$$P_T = 0.0254 \text{ m}$$

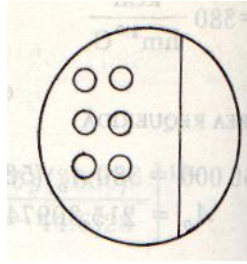
$$D_o = 0.01905 \text{ m}$$

$$C = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$B = D_s = 0.889 \text{ m}$$

$$\text{Número de mamparas} = 4.88 / 0.889 = 6$$

Se utilizarán mamparas de corte vertical con ventana del 25 %.



$$a_s = \frac{D_s \times C \times B}{P_T} = 0.19758 m^2$$

$$G_s = \frac{43200}{3600 \times 0.19758} = 60.73 \frac{kg}{m^2 s}$$

De=0.95 pulgadas = 0.02413 m

$$\mu_{vapores} = 0.0095 cps$$

$$\rho_{vapores} = \frac{586 \times 86.4}{760 \times 367.75 \times 0.082} = 2.209 \frac{kg}{m^3}$$

$$Re_s = \frac{60.73 \times 0.02413}{0.0095 \times 10^{-3}} = 154254$$

$$f_s = 0.1872.$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 0.5 \left[\frac{(0.1872)(60.73)^2 (0.889)(7)}{(2)(9.81)(0.02423)(2.209)^2} \right] = 929.89 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P_s = 9.29.89 \frac{\bar{kg}m}{kg} \times 2.209 \frac{kg}{m^3} \times \frac{1}{10\ 000} = 0.205 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

4.- Resultados.

Calor intercambiado = 4350 000 kcal /h

Coefficiente total = 380 kcal / h m² ° C.

Diferencia ponderada de temperaturas = 53.17 ° C.

	Lado envolvente	Lado de los tubos
Fluido circulante	Mezcla de benceno-etilbenceno	Agua
Cantidad de fluido en kg /h	43200	435 000
Densidad en kg / m ³	2.209	995
Viscosidad en kg / m s	0.0095 x10 ⁻³	1x10 ⁻³

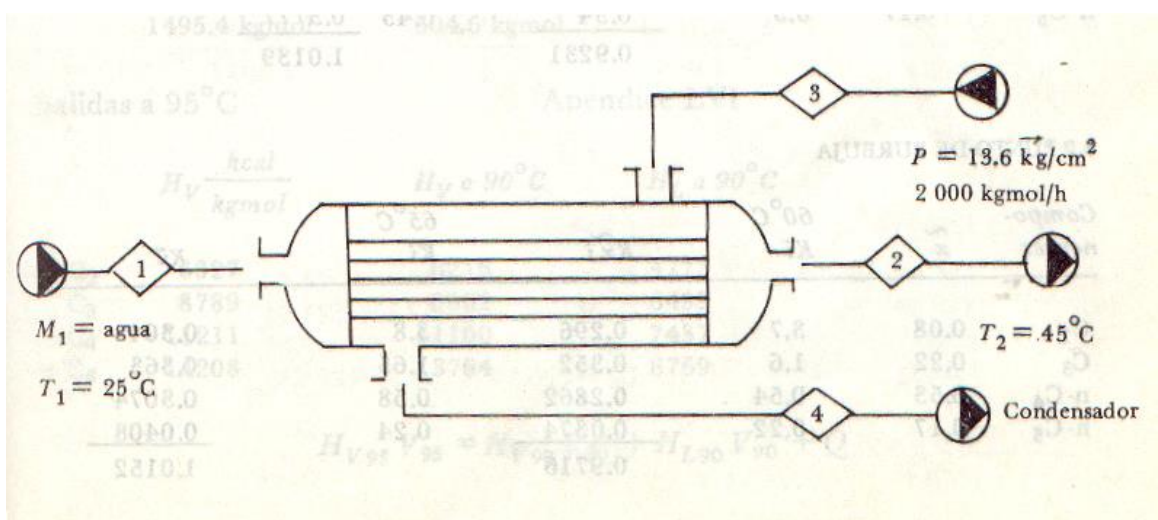
Temperatura de entrada	100°C	32°C
Temperatura de salida	81.5 °C	42 °C
Presión de operación	586 mm de Hg	
Caída de presión en kg / cm ²	0.2	0.3
Número de pasos	1	2
Velocidad en m /s		1.51
Número de tubos		824
Diámetro interno de los tubos en mm		15.7
Diámetro externo de los tubos en mm		19
Espaciamiento en mm		25.4
Longitud de los tubos en mm		4880
Numero de mamparas	6	
Corte vertical	25%	
Arreglo	Cuadrado	
Diámetro de la envolvente en mm	889	
Ensuciamiento	1.63 x10 ⁻⁴	3 x10 ⁻⁴
Coefficientes	538.5	6057

Ejemplo 10.

Una mezcla saturada de hidrocarburos sale a 16.6 kg / cm² de una torre de destilación y debe condensarse. La mezcla consiste en 2000 kg mol / h de vapores con una composición de 8 % en mol de etano, 22% de propano, 53% de n- butano y 17 % de n- pentano.

¿Cuál será el condensador necesario si se tiene agua a 25 ° C que puede calentarse hasta 45 ° C?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de energía.

Calor perdido = calor ganado.

$$Q_p = M_3 (H_4 - H_3)$$

$$Q_g = M_1 C_p (T_2 - T_1)$$

2.2.- Punto de rocío y punto de burbuja.

Punto de rocío:

$$\sum \frac{y_i}{K_i} = 1$$

Punto de burbuja:

$$\sum K_i x_i = 1$$

2.3.- Ecuación de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_{ponderada}$$

$$\Delta T_{ponderada} = \frac{\sum q}{\sum UA}$$

$$\sum UA = \sum_i^n \frac{q_i}{\Delta T_i}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Punto de rocío de la mezcla.

A partir de los datos de K obtenidos del apéndice LVIII, tenemos que:

Componentes	\tilde{y}	100°C K	\tilde{y} K	95°C K	\tilde{y} K
C ₂	0.08	6.0	0.0133	5.5	0.0145
C ₃	0.22	2.5	0.088	2.4	0.09166
n-C ₄	0.53	1.1	0.4818	1	0.53
n-C ₅	0.17	0.5	0.34	0.45	0.3777
			<u>0.9231</u>		<u>1.0139</u>

3.2 PUNTO DE BURBUJA

Componentes	\tilde{x}	60°C K _i	$K\tilde{x}_i$	65°C K _i	$K\tilde{x}$
C ₂	0.08	3.7	0.296	3.8	0.304
C ₃	0.22	1.6	0.352	1.65	0.363
n-C ₄	0.53	0.54	0.2862	0.58	0.3074
n-C ₅	0.17	0.22	0.0374	0.24	0.0408
			<u>0.9716</u>		<u>1.0152</u>

3.3.- Balances de materia y energía.

El rango será dividido en los siguientes intervalos 90, 80,70 ,65

Primer intervalo

Entrada 95 ° C.

Moles entrantes 2000 kg mol / h todo en forma de vapor.

C₂ 160 kg mol /h

C₃ 440 “

n- C₄ 1060 “

n- C₅ 340 “

Salida a 90 ° C

Sustancia	Fz	K	$\frac{V}{L} = 4$	$\frac{V}{L} = 3$
			L = 400 xi	L = 500 xi
C ₂	160	5	0.019	0.02
C ₃	400	2.4	0.1037	0.1073
n-C ₄	1060	0.9	0.576	0.4729
n-C ₅	340	0.4	0.3269	0.309
			1.02562	1.0092

	Vapores	Líquidos
C ₂	150	10 kg mol
C ₃	386.35	53.65
n-C ₄	773.55	286.45
n-C ₅	185.5	154.4
Total	1495.4 kg mol	504.6 kg mol

Entalpías y calor retirado
A partir del apéndice LVI

	$H_v \frac{kcal}{kgmol} a 95^\circ C$	H _v a 90 ° C	H _L a 90 ° C
C ₂	6327	6216	4773
C ₃	8789	8602	6439
n-C ₄	11211	11100	7437
n-C ₅	14208	13764	8769

$$H_{V95} V_{95} = H_{V90} V_{90} + H_{L90} L_{90} + Q$$

$$H_{V95} V_{95} = 160(6327) + 440(8789) + 1060(11211) + 340(14208) = 21, 593 860 \text{ kcal /h}$$

$$H_{V90} V_{90} = 150(6216) + 386.35(8602) + 773.55(11100) + 185.5(13764) = 15 395 410 \text{ kcal/h}$$

$$H_{L90} L_{90} = 10(4773) + 53.65(6438) + 286.45(7437) + 154.5(8769) = 3 878 267.9 \text{ kcal / h}$$

$$21 593 860 = 15 395 410 + 3 878 267.9 + Q$$

$$Q_1 = 2 320 182 \text{ kcal /h}$$

Segundo intervalo

Entrada a 90 ° C

	Vapores	Líquidos
C ₂	150	10 kg mol /h
C ₃	386.35	53.65
n-C ₄	773.55	386.45
n-C ₅	185.5	154.5
Total	1495.4	504.6

Salidas a 80 ° C

Sustancia	Fz	K	L = 299	L = 373.85	L = 498.4
			$\frac{V}{L} = 4$	$\frac{V}{L} = 3$	$\frac{V}{L} = 2$
			\tilde{x}_i	\tilde{x}_i	\tilde{x}_i
C ₂	150	4.7	0.0253	0.0265	0.0289
C ₃	386.35	2.1	0.1374	0.1415	0.1490
n-C ₄	773.55	0.78	0.6277	0.6195	0.6062
n-C ₅	185.5	0.34	0.2628	0.2456	0.2215
	1495.4		1.0532	1.033	1.005

Salidas a 80°C

	Vapores	Líquidos
C ₂	135.6 kgmol/h	C ₂ = 14.4 + 10 = 24.4
C ₃	312.09	C ₃ = 74.26 + 53.65 = 127.91
C ₄	471.42	C ₄ = 302.13 + 286.45 = 588.58
C ₅	75.11	C ₅ = 110.39 + 154.5 = 264.89

	H _V a 80°C	H _L a 80°C
C ₂	6050 kcal / kg mol	4510 kcal / kg mol
C ₃	8325	5500
n-C ₄	10767	6715
n-C ₅	13320	7942

$$H_{V90}V_{90} + H_{L90}L_{90} = H_{V80}V_{80} + H_{L80}L_{80} + Q$$

$$H_{V80}V_{80} = 135(6050) + 32.09(8325) + 10767(471.42) + 13320(75.11) = 9\,495\,096 \text{ kcal/h}$$

$$H_{L80}L_{80} = 24.4(4510) + 127.9(5500) + 588.58(67159) + 264.89(7992) = 6\,882\,864 \text{ kcal/h}$$

$$15\,395\,410 + 3\,878\,467.9 = 9\,495\,096 + 6\,882\,864 + Q$$

$$Q_2 = 2\,895\,718 \text{ kcal/h}$$

Tercer intervalo.

Entrada a 80 ° C

	Vapores	Líquidos
C ₂	135.6 kg mol /h	24.4
C ₃	312.09	127.91
n-C ₄	471.42	588.58
n-C ₅	75.11	264.89
Total	994.22	1005.78 kg mol /h

Salidas a 70 ° C

Sustancia	F ₂	K ₇₀₁	$\frac{V}{L} = 3$	$\frac{V}{L} = 2$	$\frac{V}{L} = 1.35$
			$\tilde{L} = 248.55$ \tilde{x}_i	$\tilde{L} = 331.4$ \tilde{x}_i	$\tilde{L} = 423.07$ \tilde{x}_i
C ₂	135.6	4	0.04196	0.04546	0.05007
C ₃	312.09	1.7	0.20584	0.21403	0.22387
n-C ₄	471.42	0.63	0.65629	0.62942	0.60215
n-C ₅	71.11	0.27	0.16695	0.14717	0.13011
	994.22		1.0710	1.03608	1.0062

Salidas a 70°C

	Vapores	Líquidos
C ₂	114.42 kgmol/h	C ₂ 21.18 + 24.4 = 45.58
C ₃	217.38	C ₃ 94.71 + 127.91 = 222.62
n-C ₄	261.67	n-C ₄ 254.75 + 588.58 = 843.33
n-C ₅	20.07	n-C ₅ 55.04 + 264.89 = 319.93 kgmol/h
		1431.46

H_V a 80°C		H_L a 80°C	
C ₂	6050 kcal/kgmol	C ₂	4510
C ₃	8325	C ₃	5500
C ₄	10767	C ₄	6715
C ₅	13320	C ₅	7992 kcal/kgmol

H_V a 70°C		H_L a 70°C	
C ₂	5994		4440
C ₃	8214		5217
C ₄	10656		6327
C ₅	13209		7548

$$H_{V80}V_{80} + H_{L80}L_{80} = H_{V70}V_{70} + H_{L70}L_{70} + Q$$

$$H_{V80}V_{80} = 9495\ 096\ \text{kcal/h}$$

$$H_{L80}L_{80} = 6882\ 864\ \text{kcal/h}$$

$$H_{V70}V_{70} = 5994(114.42) + 217.38(8214) + 216.67(10656) + 20.07(13207) = 5045292.8\ \text{kcal/h}$$

$$H_{L70}L_{70} = 45.58(4440) + 222.62(5217) + 843.33(6237) + 319.93(7548) = 9\ 114\ 364\ \text{kcal/h}$$

$$Q_3 = 2218\ 304\ \text{kcal/h}$$

Cuarto intervalo

Entradas a 70 ° C

	Vapores	Líquidos
C ₂	114.42 kg mol /h	45.58 kg mol /h
C ₃	217.38	222.62
n-C ₄	216.67	843.33

n-C ₅	20.07	319.93
Total	568.54	1431.46

Salidas a 65°C

Líquidos			
C ₂	160 kgmol/h		
C ₃	440		
C ₄	1060		
C ₅	340		
		H _V a 70°C	H _L 70
C ₂	5994 kcal/h		4440 kcal/h
C ₃	8214		5217
C ₄	10656		6327
C ₅	13209		7548
		H _L a 65°C	
C ₂	4329 kcal/h		
C ₃	5106		
C ₄	6216		
C ₅	7326		

$$H_{V70}V_{70} + H_{L70}L_{70} = H_{L65}L_{65} + Q$$

$$H_{V70}V_{70} = 5045292 \text{ kcal /h}$$

$$H_{L70}L_{70} = 9114364 \text{ kcal /h}$$

$$H_{L65}L_{65} = 160(4329) + 440(5106) + 1060(6216) + 340(7326) = 12\ 0\ 19\ 080 \text{ kcal /h}$$

$$Q_4 = 2140\ 576 \text{ kcal /h}$$

3.4.- Agua requerida

$$9574\ 780 = M_{\text{agua}} (1) (45-25)$$

$$M_{\text{agua}} = 478739 \text{ kg /h}$$

3.5.- Diferencia de temperaturas ponderada.

T_{vapores}	$Q_{\text{kcal/h}}$	$T_{\text{H}_2\text{O}} \text{ } ^\circ\text{C}$	$\Delta T \text{ lm}$	$q/\Delta t$
95 $^\circ\text{C}$		45		
90	2320182	40.14	49.929	46469.6
80	2895718	34.10	47.85	60515.5
70	2218304	29.47	43.159	51398.4
65	2140576	25	40.26	53168.8
				$\Sigma UA = 211553.37$
$\Delta T_{\text{ponderada}} = \frac{957580}{211553.37} = 45.259^\circ\text{C}$				

3.6.- Sumergencia.

$$Q_T = 9\,574\,780 \text{ kcal/h}$$

Q sensible en I

$$Q = H_{L90} L_{90} - [4510(109 + 5500(53.65)) + 6715(286.45) + 7992(154.5)]$$

$$Q = 382\,179 \text{ kcal/h}$$

Q sensible en II

$$Q = H_{L80} L_{80} - [24.4(45.1) + 127.91(5217) + 588(63279 + 264.89(7548))]$$

$$Q = 382\,179 \text{ kcal/h}$$

Q sensible III

$$Q = H_{L70} L_{70} - [4329(45.58) + 5106(222.62) + 843.33(6216) + 319.93(7326)]$$

$$Q = 959\,566 \text{ kcal/h}$$

Peso molecular medio.

$$0.08(0.22)(44) + 0.53(58) + 72(0.17) = 55.06$$

La mezcla tiene un peso molecular parecido al butano.

Cantidad de vapores

$$160(340) + 440(44) + 1060(589 + 340(72)) = 110120 \text{ kg/h}$$

Sumergencia

$$\text{Sumergencia} = \frac{1073670}{9574780} \times 100 = 11.21\%$$

3.7.- Área.

Si suponemos una velocidad de 1.5 m/s para el agua, la cual viajará por el interior de los tubos.

Se escogerán tubos de ¾ de pulgada, 16 BWG y de 20 pies de largo.

$DI = 0.62 \text{ pulgadas} = 0.015748 \text{ m.}$
 $DO = 0.75 \text{ pulgadas} = 0.01905 \text{ m}$
 $\text{Espesor } x = 0.065 \text{ pulgadas} = 1.651 \times 10^{-3} \text{ m.}$
 $D_w = 0.01734 \text{ m}$
 $\text{Área de flujo por tubo} = 1.946796 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$
 $\text{Área de transferencia de calor por metro} = 0.0598474 \text{ m}^2/\text{m.}$

$\text{Temperatura media del agua} = 0.5 (45+25) = 35 \text{ }^\circ \text{C.}$
 $\text{Densidad del agua a } 35 \text{ }^\circ \text{C} = 995 \text{ kg / m}^3.$
 $\text{Volumen de agua manejado.}$
 $\text{Masa} = 478739 \text{ kg /h}$

$$\text{Volumen} = \frac{478739}{995 \times 3600} = 0.1336513 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Área de flujo de agua por paso

$$\frac{0.1336513 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.0891 \text{ m}^2$$

$$\text{Tubos por paso} = \frac{0.0891008}{1.946796 \times 10^{-4}} = 457.67$$

$\text{Coeficiente esperado}$
 $U_o = 400 \text{ kcal / h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$

$$Q = 9574780 = 400 A_o (45.259)$$

$$A_o = 528.88 \text{ m}^2$$

$$\text{Tubos} = \frac{528.8}{0.0598474 \times 20 \times 0.305} = 1448$$

Por lo tanto se requerirá un cambiador de cuatro pasos.

$$\text{Tubos con todo y sumergencia} = 1448 (1,1121) = 1611$$

Revisando los arreglos en los apéndices, esto corresponde a:

Para arreglo triangular con $P_T = 1 \text{ pulgada}$

$D_S = 45 \text{ pulgadas}$; 4 pasos y 1536 tubos.

Si se escogiera este arreglo, la velocidad real del agua en los tubos sería de:

$$V = \frac{0.1336513 \frac{m^3}{s}}{\frac{1536}{4} \times 1.96796 \times 10^{-4} m^2} = 1.78 \frac{m}{s}$$

3.8.- Coeficiente interno.

Para agua que viaja por el interior de tubos.

$$h_i = \frac{2280[1.352 + 0.0198(35)](1.78)^{0.8}}{(1.5748)^{0.2}} = 6509.29 \frac{kcal}{hm^2 \circ C}$$

3.9.- Coeficiente externo.

Suponiendo un coeficiente de

$h_o = 600 \text{ kcal} / h m^2 \circ C$.

Temperatura media = $0.5 (95 + 65) = 80 \text{ } \circ C$

$600(80 - T_s) = 6509 (T_s - 35)$

$T_s = 39 \text{ } \circ C$

$T_f = 80 - 0.75 (80 - 39) = 49 \text{ } \circ C$

Propiedades de la mezcla a la temperatura de la película, tomando como base el butano líquido.

$$\mu = 0.14 \text{ cps} ; C_p = 0.55 \frac{kcal}{kg \circ C} ; k = 0.99 \frac{kcal}{hm \circ C} ; \lambda = 83 \frac{kcal}{kg} ; \rho = 630 \frac{kg}{m^3}$$

número de tubos uno sobre otro.

$$N = \sqrt{1536} = 39$$

Coeficiente de condensación:

$$\frac{h_o D_o}{k} = 0.73 \left[\frac{(0.01905)^3 (630)^2 (9.81)(83)(3600)}{(0.099)(0.14 \times 10^{-3})(80 - 39)(39)} \right]^{0.25} = 523.6 \frac{kcal}{hm^2 \circ C}$$

3.10.- Ensuciamiento.

$$R_{do} = 1.63 \times 10^{-4} \quad ; \quad R_{di} = 3 \times 10^{-4}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{523.6} + 1.63 \times 10^{-4} + \frac{1.651 \times 10^{-3} (0.01905)}{37(0.01734)} + \frac{1.209}{6509} + 1.209(3 \times 10^{-4})} = 372.64$$

3.12.- Área requerida.

$$9574780 = 372.64 A_o (45.259)$$

$$A_o = 567.72 \text{ m}^2$$

$$\text{Tubos} = \frac{567.72}{0.05984 \times 20 \times 0.305} = 1555$$

$$\text{Tubos con todo y sumergencia} = 1555 (1,1121) = 1729$$

Con este arreglo nos faltan tubos, por ello se requiere otro arreglo.

En arreglo triangular, con espaciamiento de una pulgada
Si $D_s = 48$ pulgadas, 4 pasos y 17 68 tubos.

Velocidad del agua en los tubos en el nuevo arreglo:

$$V = \frac{0.1336513}{\frac{1768}{4} \times 1.946 \times 10^{-4}} = 1.553 \frac{m}{s}$$

3.13.- Nuevo coeficiente.

$$h_i = 6055 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h_o = 514 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

$$U_o = 367.74 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

3.14.- Área requerida.

$$A_o = 575.27 \text{ m}^2$$

$$\text{Tubos} = 1575$$

$$\text{Tubos con todo y sumergencia} = 1752 \text{ tubos.}$$

3.15.- Caída de presión en los tubos.

$$Re_T = 34\,900$$

$$f_D = 0.0288$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ tubos} = \frac{0.0288(1.553)^2 (20)(4)(0.305)}{2(9.81)(0.015748)} = 5.485 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ retornos} = 4 \frac{(4) (1.553)^2}{(2) 9.81} = 1.966 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P_{total} = (1.966 + 5.485) \frac{995}{10000} = 0.741 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

3.15.- Caída de presión en la envolvente.

$$D_s = 48 \text{ pulgadas} = 1.2192 \text{ m}$$

$$P_T = 0.0254 \text{ m}$$

$$D_o = 0.01905 \text{ m}$$

$$C = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$B = D_s / 2 = 0.6096 \text{ m}$$

Se usarán mamparas de corte vertical con 25 %.

$$a_s = \frac{1.2192 \times 6.35 \times 10^{-3} \times 0.6096}{0.0254} = 0.1858 m^2$$

$$G_s = \frac{110120}{3600 \times 0.1858} = 164.6 \frac{kg}{m^2 s}$$

$$D_e = 0.73 \text{ pulgadas} = 0.0185 \text{ m}$$

$$\mu_{vapores} = 0.0095 cps$$

$$\rho_{vapores} = 27.25 \frac{kg}{m^3}$$

$$Re_s = 320536$$

$$f_s = 0.144$$

$$mamparas = n = \frac{20(0.305)}{0.6096} = 10$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} envolvente = \frac{1}{2} \left[\frac{0.144(164.6)^2 (1.2192)(10)}{2 \times 9.81 \times 0.0185 \times (27.25)^2} \right] = 88.29 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P = 88.29 \frac{\bar{kg}m}{kg} \times \frac{27.25 \frac{kg}{m^3}}{10000 \frac{cm^2}{m^2}} = 0.24 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

4.- Resultado.

Calor intercambiado 9 574 780 kcal / h

Coefficiente total 368 kcal / h m² ° C

Diferencia de temperaturas ponderada 45.259 ° C

	Lado envolvente	Lado de los tubos
Fluido circulante	Vapores de hidrocarburos	Agua
Cantidad de fluido en kg /h	110120	478 739
Densidad en kg / m ³	27.25	995
Viscosidad en kg/m s	9.5 x10 ⁻⁶	1 x10 ⁻³
Temperatura a la entrada °C	95	25
Temperatura a la salida ° C	65	45
Presión de operación en kg /cm ²	13.6	1
Caída de presión en kg / cm ²	0.24	0.741
Numero de pasos	1	4
Velocidad en m/s		1.55
Número de tubos		1768
Diámetro interno en mm		15.74
Diámetro externo en mm		19.05
Espaciamiento en mm		25.4
Longitud de los tubos en mm		6100
Número de mamparas	10	
Corte vertical de la mampara	25	
Arreglo	Triangular	
Diámetro de la envolvente en mm	1219	
Ensuciamiento (kcal / hm ² ° C)	6135	3333
Coefficiente (kcal /hm ² ° C)	514	6055

Problemas de autoevaluación

Problema 1.

Se desea calentar 30 000 kg / h de agua en un intercambiador de calor de coraza y tubos desde 20 ° C hasta 95 ° C, mediante vapor de agua saturado a 2 atm absolutas que se condensarán en la superficie externa de los tubos. Se considera que las pérdidas de calor al ambiente por convección y radiación son del 2 5 del calor suministrado. Diseñe el cambiador de calor apropiado.

Resultado.

Calor intercambiado 2 245 430 kcal /h.

Coefficiente total 1284 kcal / h m² ° C.

Diferencia logarítmica de temperaturas 55 ° C.

	Lado envolvente	Lado de los tubos
Fluido circulante	Vapor	Agua
Cantidad de fluido kg /h	4365	30 000
Densidad en kg / m ³		984
Viscosidad en kg / m s		0.46 x 10 ⁻³
Temperatura a la entrada	121 °C	20
Temperatura a la salida	121 ° C	95 ° C

Presión de operación en kg / cm ² abs.	2	
Caída de presión en kg / cm ² abs.		0.54
Número de pasos	1	8
Velocidad en m/s		1.3
Número de tubos		148
Diámetro interno de los tubos en mm		21.18
Diámetro externo de los tubos en mm		25.4
Espaciamiento en mm		31.7
Longitud de los tubos en mm		3050
Corte vertical de la mampara en %	25	
Arreglo	Cuadrado	
Número de mamparas	6	
Diámetro interno de la coraza en mm	533.4	
Ensuciamiento en kcal / h m ² °C	16300	4100
Coefficiente en kcal / h m ² °C	5 378	6818

Problema 2

Un condensador contiene tubos de cobre de ¾ de pulgada 16 BWG por los que circula agua de enfriamiento. Los vapores de hidrocarburo se condensan en el exterior de los tubos. Encuentre el coeficiente total de transferencia de calor U_o y U_i. El coeficiente interno de convección h_i es de 3896 kcal / h m² °C y el externo h_o es de 1217 kcal / h m² °C. Los coeficientes de ensuciamiento son h_{do} = 4850 y h_{di} = 2435 kcal / h m² °C.

R.-El coeficiente U_o es de 543 y U_i es de 657 kcal / h m² °C.

Problema 3.

Un tubo de acero de 5 mm de espesor se usa para condensar amoníaco en una planta de refrigeración. Si el coeficiente del lado del agua es de 1500 kcal / h m² °C y la conductividad del acero es de 40 kcal / h m °C, calcule el coeficiente total de transferencia de calor para el tubo limpio, si el coeficiente de condensación del amoníaco es de 5000 kcal / h m² °C.

R.-El coeficiente será de 1 120 kcal / h m² °C.

Problema 4.

Se desea condensar 655 kg /h de amoníaco que están a 42 °C y 15 atm utilizando agua que entra a 32 °C y sale a 37 °C. Diseñe el condensador necesario.

R.-Calor intercambiado 170 955 kcal /h

Coefficiente total 826 kcal / h m² °C

Diferencia logarítmica de temperatura 7.21.

	Lado envolvente	Lado de los tubos
Fluido circulante	Amoníaco	Agua
Cantidad de fluido en kg / h	655	34 191

Densidad en kg / m ³		944
Viscosidad en kg / ms		0.719 x 10 ⁻³
Temperatura a la entrada en °C	42	32
Temperatura a la salida en °C	42	37
Presión de operación en kg / cm ² abs.	15	
Caída de presión en kg / cm ² abs.		0.4
Número de pasos	1	4
Velocidad en m/s		1.54
Número de tubos		80
Diámetro interno de los tubos en mm		19.8
Diámetro externo de los tubos en mm		25.4
Espaciamiento en mm		31.75
Longitud de los tubos en mm		4880
Número de mamparas	12	
Corte vertical de la mampara en %	25	
Arreglo	Triangular	
Diámetro interno de la envolvente en mm	387	
Ensuciamiento en kcal / h m ² °C	6000	2500
Coeficiente en kcal / h m ² °C	5 525	5807

Problema 5.

Se desea condensar 27 0000 kg /h de isobutano puro a la temperatura de 58.5 ° C en un condensador horizontal usando agua que entrará a 28 ° C y saldrá a 43 ° C. Se pretende utilizar tubos de ¾ de pulgada 16 BWG en arreglo triangular y con espaciamiento de una pulgada. Calcule el condensador apropiado.

R.-Calor intercambiado 1 849 500 kcal /h

Coeficiente total 423 kcal / h m² °C.

Diferencia logarítmica de temperaturas 22 °C

	Lado envolvente	Lado de los tubos
Fluido circulante	Isobutano	Agua
Cantidad de fluido en kg /h	27 000	123 300
Densidad en kg/ m ³		993
Viscosidad en kg /m s		0.73 x 10 ⁻³
Temperatura a la entrada en ° C	58.5	28
Temperatura a la salida	58.5	43
Presión de operación en kg / cm ² abs.		
Caída de presión en kg / cm ² abs.		0.3
Número de pasos	1	4
Diámetro interno de los tubos en mm		15.7
Diámetro externo de los tubos en mm		19.05
Número de tubos		678
Espaciamiento en mm		25.4

Longitud de los tubos en mm		4880
Número de mamparas		
Corte vertical de la mampara en %	25	
arreglo	Triangular	
Diámetro interno de la envolvente	787 mm	
Ensuciamiento en kcal / h m ² °C	6100	3300
Coefficiente en kcal / h m ² °C	658	4435

Problema 6

Diseñe un condensador para tratar 38 445 kg / h de ciclohexano a 1.7 kg / cm² man, utilizando aguas de enfriamiento que pasará de 32 a 40 ° C. Utilice tubos de 1 pulgada 14 BWG y de 4.87 m de largo.

R.- Calor intercambiado 3.77 x 10⁶ kcal / h

Coefficiente total 364 kcal / h m² ° C

Diferencia de temperaturas ponderada 46.1 | C

Área 224 m²

	Lado de la envolvente	Lado de los tubos
Fluido circulante	Ciclohexano	Agua
Cantidad de fluido en kg /h	38 445	471 400
Densidad en kg / m ³	4.62	992
Viscosidad en cps		0.72
Temperatura de entrada °C	100	32
Temperatura de salida	68	40
Caída de presión en kg / cm ² abs	0.13	0.7
Número de pasos	1	4
Velocidad en m/s		2.1
Número de tubos		706
Espaciamiento en mm		32
Diámetro externo del tubo en mm		25.4
Longitud del tubo en mm		4870
Diámetro de la envolvente en mm	1075 mm	
Número de mamparas	4	

Problema 7.

Diseñe el calentador requerido para calentar 30 270 kg /h de agua, más 13 478 kg / h de caprolactama desde 45 hasta 90 ° C. Para ello se va a utilizar vapor de agua a 4.5 kg / cm² absolutos. Utilice para el diseño tubos de 1 pulgada 16 BWG y 3658 m de largo.

R.- Calor transferido 1 6999 800 kcal /h

Coefficiente total 1084 kcal / h m²°C

Diferencia de temperaturas 75 ° C

Área 20.9 m²

	Lado envolvente	Lado de los tubos
Fluido	Vapor de agua	Mezcla
Densidad en kg / m^3		970
Viscosidad en cps		0.62
Temperatura a la entrada $^{\circ}\text{C}$	147	45
Temperatura a la salida	147	90
Presión de operación	4.5 kg / cm^2 abs.	
Caída de presión en kg / cm^2 abs	0.01	0.89
Número de pasos	1	6
Velocidad en m / s		2.25
Número de tubos		84
Número de mamparas	3	

Problema 8.

Los vapores salientes de una columna de destilación están a $3.5 \text{ kg} / \text{cm}^2$ manométricos. Los $520 \text{ kg mol} / \text{h}$ de vapores contienen 15% de propano, 25% de butano, 5% de hexano, 30% de heptano y 25 % de octano en mol. Para la condensación se usará agua que va de 26 a 48°C . Diseñe el condensador apropiado.

R.-Si se usan tubos de $\frac{3}{4}$ de pulgada 16 BWG y 4888 mm de largo en arreglo triangular con pitch de una pulgada se requerirán 774 tubos en un cambiador 1-4.

Problema 9.

El siguiente vapor entra a un condensador a $3 \text{ kg} / \text{cm}^2$ abs. C_4 $6.4 \text{ kg mol} / \text{h}$, C_5 219.7 kgmol/h , C_6 $2.3 \text{ kg mol} / \text{h}$. En la fábrica se dispone de un condensador horizontal 1-2 de 635 mm de diámetro que contiene 222 tubos de 1 pulgada, 14 BWG y de 3660 mm de largo en arreglo cuadrado con espaciamiento de 1.25 pulgadas. El condensador usará agua que va de 25 a 47°C . ¿Servirá el condensador?

R.- El condensador no sirve. Se requiere más área.

Problema 10.

Veintisiete mil kg / h de isobutano puro se deben condensar a la temperatura de 58.5°C en un condensador horizontal usando agua con una temperatura a la entrada de 28° y de 43°C a la salida. Se propone utilizar tubos de $\frac{3}{4}$ de pulgada 16 BWG arreglados en forma triangular y con espaciamiento de una pulgada.

R.- Si se usan tubos de 4880 mm de largo se requerirán 678 en un cambiador 1-4 y con un diámetro de coraza de 787 mm.

Problema 11.

Sobre la superficie exterior de un tubo de una pulgada se condensa vapor de agua saturado a 1.8 atmósferas manteniéndose la temperatura del tubo a 60°C . La longitud de la tubería es de 1.6 m y está colocada verticalmente. Calcule el coeficiente de condensación.

R.- El coeficiente será de $3590 \text{ kcal / h m}^2\text{°C}$.

Problema 12.

Para el calentamiento de una corriente de agua desde 20°C hasta 80°C se hace pasar por el interior de un tubo horizontal de hierro de $\frac{3}{4}$ de pulgada en cuyo exterior se condensa vapor de agua saturado a 5 kg/cm^2 absolutos. Calcule la longitud del tubo para un caudal de agua de 36 litros / min.

R.- La longitud requerida es de 5.31 m.

Problema 13

Un cambiador de calor constituido por un haz vertical de tubos de acero de $\frac{3}{8}$ de pulgada se emplea para condensar butanol a razón de 150 kg /h por tubo. Como sustancia refrigerante se emplea agua que entra a 18°C por el interior de los tubos a una velocidad de 1 m/s . Los coeficiente hdi se pueden tomar como de $2300 \text{ kcal /h m}^2\text{°C}$. Determine la temperatura de salida del agua y la longitud del cambiador.

R.- La temperatura de salida del agua es de 67°C . La longitud de los tubos sería de 20.5 m.

Problema 14.

Un condensador para metanol está constituido por un conjunto de tubos de $\frac{1}{4}$ de pulgada situados verticalmente en una carcasa de 20 cm. El metanol se condensa en el exterior de los tubos a 65°C . Por el interior de los tubos circula agua a 0.65 m /s siendo la temperatura de entrada de 15°C y la de salida de 55°C . Determine el número de tubos necesarios y la longitud de los mismos si se deben condensar 2000 kg /h .

Problema 15.

Para condensar vapor de agua a 100°C se emplea un condensador. El agua entra a 10°C por el interior de los tubos a 0.5 m/s y el vapor de agua condensa en el exterior. El cambiador está formado por 120 tubos de $\frac{3}{4}$ de pulgada 16 BWG y 2100 mm de largo. Calcule la cantidad de vapor que se puede condensar en un condensador 1-1 y la temperatura de salida del agua de refrigeración.

Problema 16.

Para calentar 3000 kg /h de metanol desde 20°C hasta 80°C se hace pasar por el interior de los tubos de un intercambiador de paso sencillo constituido por un conjunto de tubos de 1 pulgada y 1800 mm de longitud. Para la calefacción se emplea vapor de agua saturado a 1 atmósfera que se condensa en el exterior de los tubos. Determínese el número de tubos requeridos.

Problema 17.

Calcule un condensador vertical para condensar 3100 kg / h de vapores saturados de benceno a la presión atmosférica. El benceno líquido se retirará del condensador a la temperatura de condensación. El agua de refrigeración entrará a 16°C y saldrá a 40°C .

Debido a las condiciones de operación en la planta el condensador no deberá tener una altura superior a 3.5 m.

R.- Si se usan tubos de una pulgada 16 BWG se requiere un intercambiador 1-4 de 90 tubos de 2.5 m de longitud y con un diámetro de la envolvente de 400 mm.

Problema 18.

En una planta se encuentra un intercambiador de calor de coraza y tubos que consta de 19 tubos de cobre de 18 mm de diámetro 2 mm de espesor y 2 m de longitud ¿Será suficiente su superficie para condensar 350 kg /h de vapor saturado de alcohol etílico a la presión atmosférica. La temperatura inicial del agua es de 19 ° C y puede calentarse hasta 35 ° C,.

Problema 19.

Se requiere condensar 10 toneladas por hora de vapores saturados de n- hexano a 70 ° C. Para la condensación se puede utilizar agua que pasará de 16 a 36 ° C o por aire que se calienta de 25 a 48 ° C. Determine el consumo de agua y de aire en m³ /h y las superficies necesarias de intercambio de calor.

Problema 20.

Diseñe un intercambiador para condensar 1.3 kg /s de vapor de agua a la presión atmosférica. Utilice un arreglo cuadrado de tubos de 1.25 cm de diámetro externo, cuyas paredes se mantienen a 95 ° C. El espaciamiento entre tubos debe ser de 1,9 cm y la longitud de estos de 1m. ¿Cuántos tubos se necesitarán para el condensador y cuáles son las dimensiones de este?

Problema 21.

Se debe diseñar un intercambiador de calor para condensar 700 kg /h de vapor de agua a la presión atmosférica. Se dispone para ello de un arreglo cuadrado de 400 tubos de media pulgada de diámetro. La temperatura en la pared se mantendrá a 97 ° C. Estime la longitud de los tubos que se requieren.

Problema 22.

Se desea diseñar un intercambiador de calor de coraza y tubo 1-2 , empleando tubos de cobre , calibre 18 BWG y de 19 mm de diámetro exterior. Los tubos tiene 2,5 m de longitud y habrá 220 tubos por paso. Si el agua entra a 22°C y tiene una velocidad media de 1,5 m/s ¿Cuántos kg por hora de vapor de agua saturado a 1 atm podrán condensarse?

Problema 23.

Se desea utilizar un intercambiador de calor de coraza y tubos y de un solo paso para calentar 20 000 litros por minuto de agua desde 15 hasta 35 ° C. Si se emplea tubos de acero de una pulgada y 14BWG encuentre la longitud y número de tubos requeridos si la velocidad del agua en los tubos es de 1,5 m /s. Para el calentamiento se emplea vapor de agua a 2 kg / cm² abs.

Problema 24.

Se desea utilizar el vapor de salida de una turbina para calentar 25 000 kg /h de agua desde 15 a 35 °C. El intercambiador puede ser de un paso por la coraza y 8 pasos por los tubos. Se pueden emplear tubos de 1.25 pulgadas 16 BWG. ¿Cuál será la dimensión del condensador requerido?

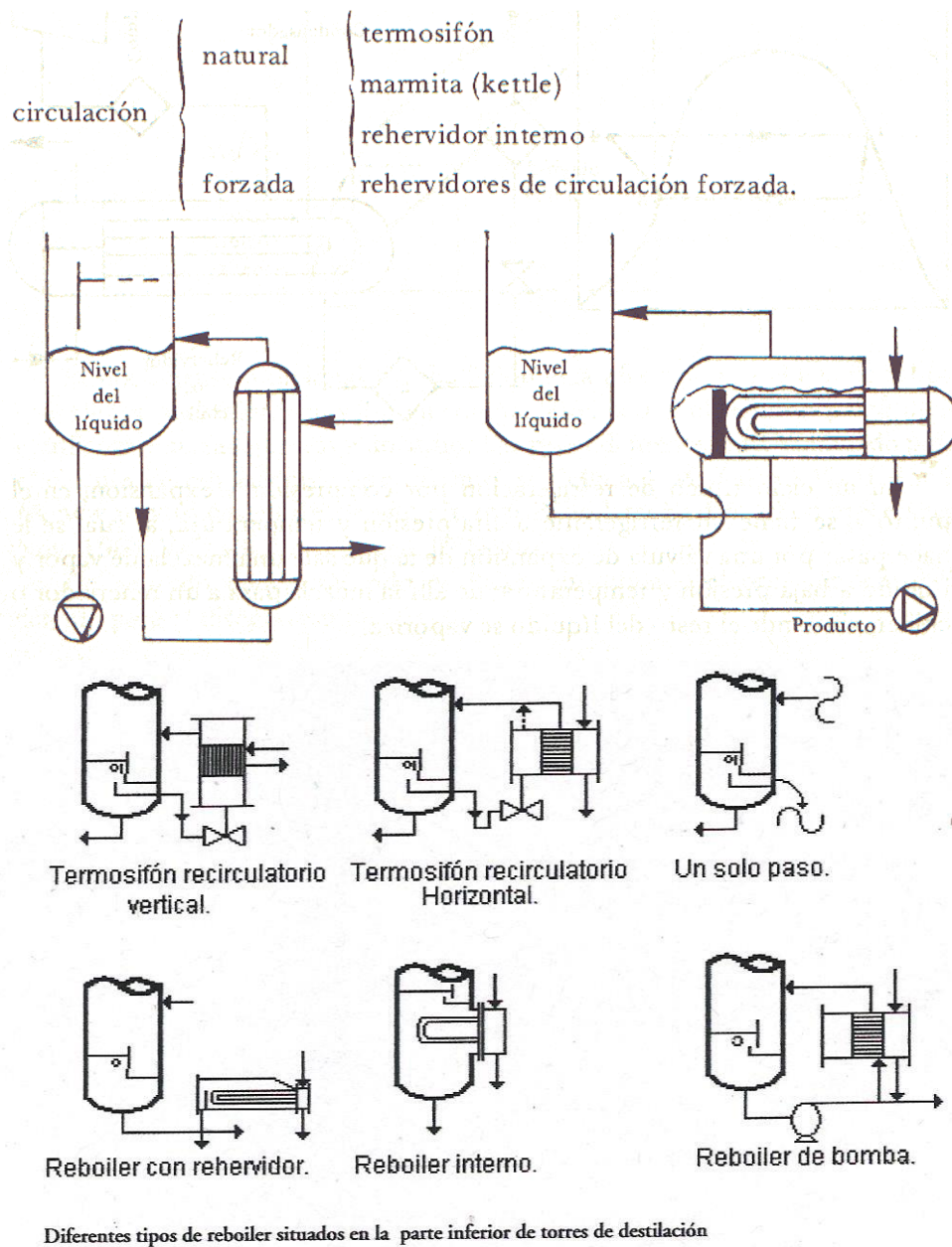
Capítulo VII Rehervidores



Rehervidores

Introducción

Dentro de la industria química y petroquímica se utiliza una gran variedad de equipos en los servicios de ebullición. En forma general los equipos pueden clasificarse en relación con el tipo de circulación:



Un reboiler o rehervidor es un intercambiador de calor que se emplea para calentar el líquido de interés. Normalmente se emplea vapor de agua como flujo que cede calor al

fluido a calentar. Este se hace pasar por los tubos y la temperatura de salida de la corriente de líquido al que se ha transferido calor se suele controlar con una sonda. El caudal del vapor se regulará en función de que la temperatura sea inferior o superior a la deseada. En las torres de destilación los reboilers se sitúan en los fondos para calentar la mezcla líquida que va a ser destilada.

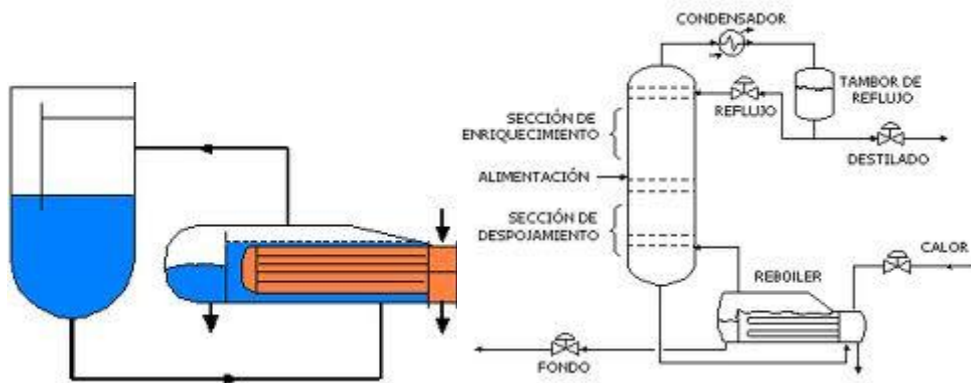
Rehervidor de tipo marmita (kettle).

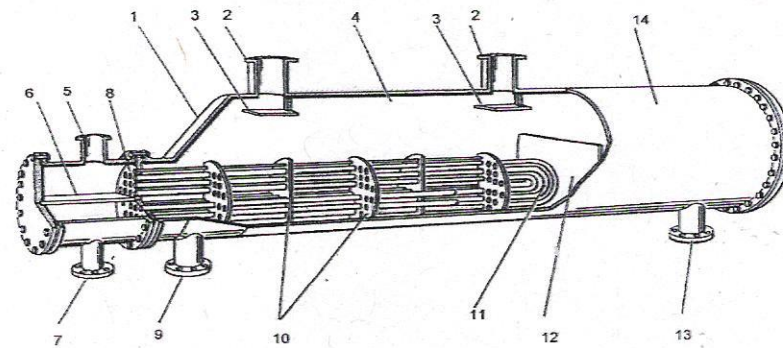
En estos aparatos la ebullición ocurre en la alberca del líquido que inunda el haz de tubos; las fases se separan en el espacio provisto por el domo y el líquido remanente se derrama por el vertedero como producto de fondos.

El fluido que regresa a la torre consiste en vapor más una pequeña cantidad de líquido arrastrado.

Entre las principales ventajas que tiene este equipo está la limpieza y el fácil mantenimiento además de que puede manejar hasta un 80 % de vaporización. Como desventaja principal pueden citarse los bajos coeficientes de transferencia de calor.

Los rehervidores tipo marmita cuentan con un domo para separar los vapores que retornan a la columna. Una práctica común es hacer que la distancia entre el tubo más alto del haz y la parte superior del domo no sea menor del 40% del diámetro total de la envolvente. Estos rehervidores están además provistos de un vertedero de derrame para asegurar un nivel apropiado de líquido, de manera que los tubos estén siempre cubiertos.





Carcasa	8. Haz de tubos
Conducción de salida de carcasa (vapor)	Conducción interna de la carcasa
Chapas antiarrastrre	1). Platos de soporte de tubos
Espacio de separación de vapores	2). Tubos en u de retorno
Conducción de entrada a la cabeza	3). Tabique transversal
Partición de la cabeza	4). Conducción externa de la carcasa
Conducción de salida de la cabeza	5). Sección de almacenamiento del líquido

Fig.1.- Rehervidores tipo marmita.

Otro rehervidor parecido al de marmita es el chiller , que se usa en los procesos de refrigeración; recibe también el nombre de enfriador –vaporizador.

En un ciclo típico de refrigeración por compresión y expansión, en el punto 1 se tiene un refrigerante a alta presión y temperatura, al cual se le hace pasar por una válvula de expansión de la que sale una mezcla de vapor y líquido a baja presión y temperatura; de allí la mezcla pasa a un rehervidor o chiller, en donde el resto del líquido se vaporiza.

La vaporización es isotérmica. El vapor resultante pasa a un compresor que lo lleva a alta presión. En el proceso el vapor se sobrecalienta, por lo que debe enfriarse y condensarse ya sea mediante agua o aire. Los chiller no requieren de vertedero.

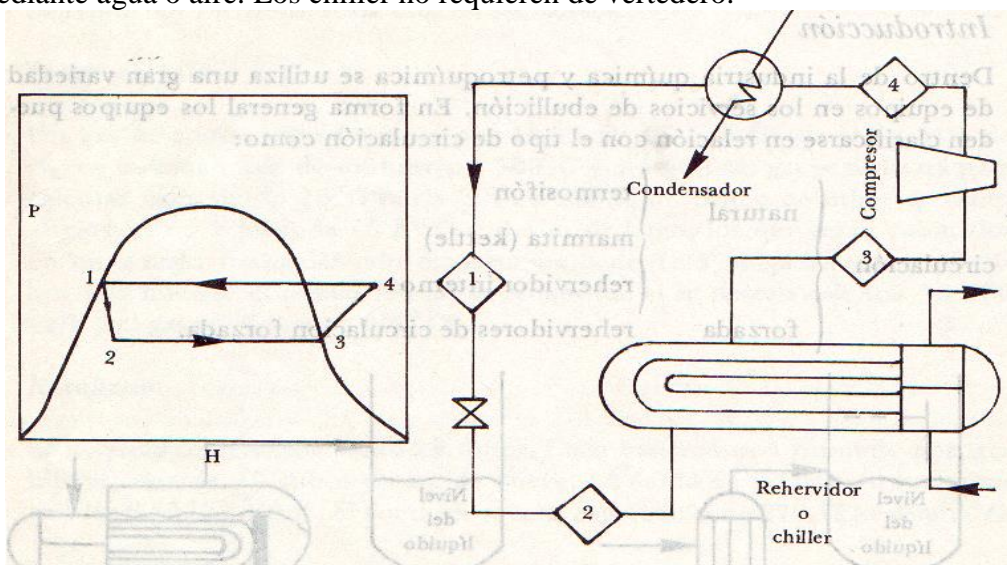


Fig. 2. –Ciclo de refrigeración con un chiller.

Coefficientes en los rehervidores tipo marmita y chiller.

Cuando un líquido se evapora en uno de estos rehervidores la velocidad del líquido que se va a evaporar sobre los tubos calentadores es muy pequeña. A estas bajas velocidades el coeficiente de ebullición es independiente de la velocidad, pero depende mucho de las propiedades del fluido y de la diferencia de temperaturas entre las paredes de los tubos y la temperatura de ebullición. Los coeficientes de ebullición son menores de $1\ 500\ \text{kcal} / \text{h m}^2\text{°C}$ para los líquidos orgánicos y menores de $5000\ \text{kcal} / \text{h m}^2\text{°C}$ para el agua, con flujos máximos de $30\ 000\ \text{kcal} / \text{h m}^2\text{°C}$, lo que no permite el uso de grandes diferencias de temperaturas e indica que se requieren mayores áreas de transferencia que en los de convección forzada, pero con la ventaja de no requerir bombeo.

Los chillers, como se dijo anteriormente funcionan isotérmicamente. Las marmitas funcionan como un plato ideal, por lo que hay diferencia de temperaturas entre el líquido entrante y los vapores y líquidos salientes. Debido a esa diferencia de temperaturas es necesario dar un calor sensible, además del calor latente.

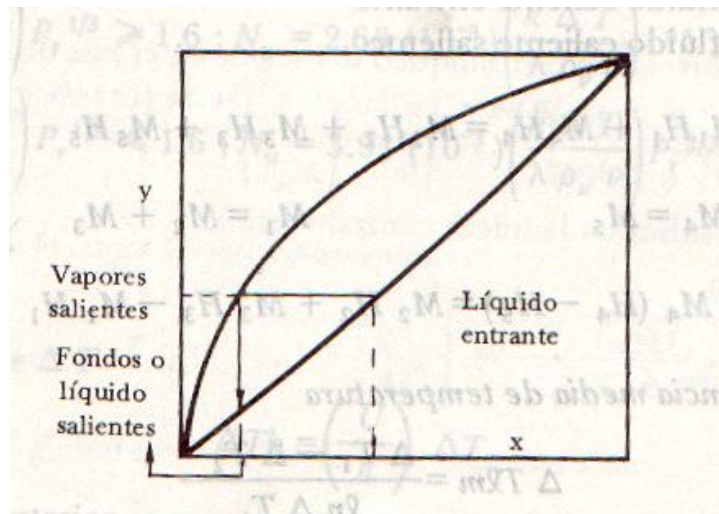


Fig. 3.- Esquema del plato del rehervidor.

El coeficiente individual de ebullición está afectado por el haz de tubos que tiende a disminuir su valor en comparación con el obtenido a partir de la ebullición nucleada en un solo tubo. Un procedimiento muy empleado para el cálculo de rehervidores tipo marmita se debe a J.W Palen y W.M.Small.²

De acuerdo con el método de Palen modificado, el procedimiento de cálculo para el diseño de estos equipos resulta en :

1.- Evalúe la carga térmica requerida.

² J.W. Palen ,W.M. Small – A new way to design Kettle and internal Reboilers-Hydrocarbon Processing – Nov.1964.Vol. 43. No. 11 págs 199-208.

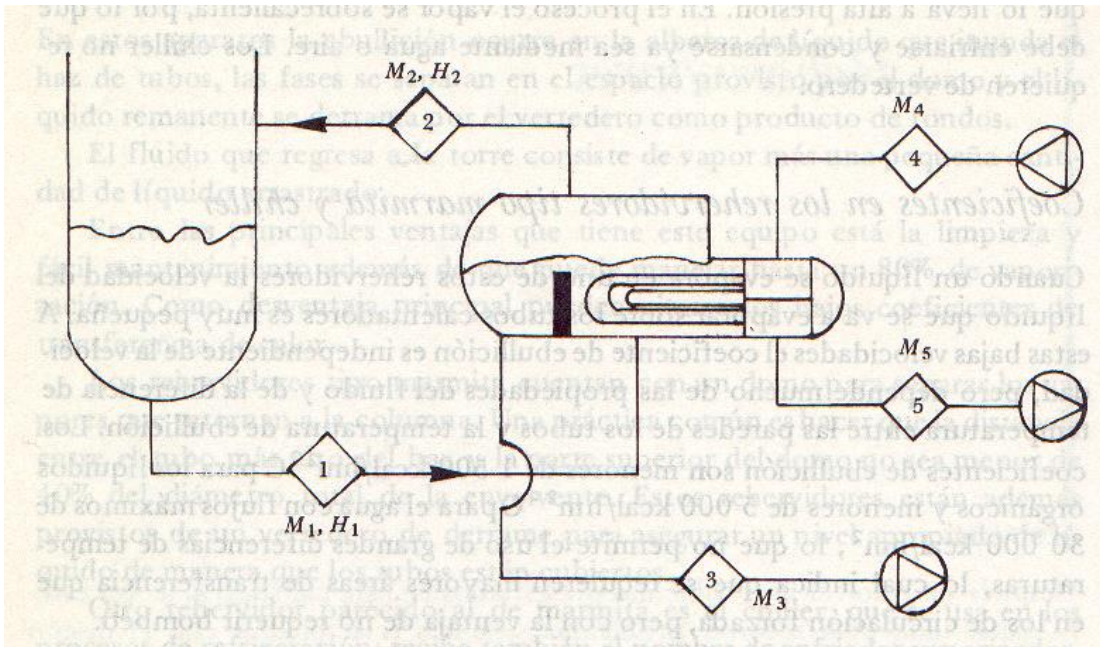


Fig. 4.- Un rehervidor de marmita acoplado a una columna de destilación.

En donde :

H = entalpía.

M₁ = masa entrante al rehervidor.

M₂ = Masa vaporizada.

M₃ = Masa de productos.

M₄ = masa de fluido caliente entrante.

M₅ = masa de fluido caliente saliente.

$$M_1 H_1 + M_4 H_4 = M_2 H_2 + M_3 H_3 + M_5 H_5$$

También :

$$M_4 = M_5 \quad \text{y} \quad M_1 = M_2 + M_3$$

$$Q = M_4 (H_4 - H_5) = M_2 H_2 + M_3 H_3 - M_1 H_1$$

II.- Evalúe la diferencia media de temperaturas.

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

III.- Estime el área requerida suponiendo un coeficiente global.

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

Escoja los diámetros de los tubos entre 3/4 y 1 pulgada , P_T / D_o de 1.2 a 2 en arreglo triangular o cuadrado y D_s de 20 a 51 pulgadas.

IV.- Estime la caída de presión en los tubos.

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ tubos} = f \left(\frac{G_T}{\rho} \right)^2 \frac{L \times N}{2gc D}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ retornos} = 4 \left(\frac{G_T}{\rho} \right)^2 \frac{N}{2gc}$$

N = número de pasos.

Para condensación se toma la mitad del ΔP calculada usando la densidad del vapor.

V.- Obtenga el coeficiente del lado del calentamiento.

Este coeficiente dependerá de si hay o no cambio de fase.

VI. Obtenga el coeficiente de ebullición para un solo tubo. (véase en los libros de transferencia de calor lo correspondiente a ebullición nucleada).

$$\text{Si } \left(\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} \right) \text{Pr}^{0.33} \geq 1.6 \quad ; \quad Nu = 2.63(10^{-3}) \left(\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} \right)^{1.86} \text{Pr}^{0.952}$$

$$\text{Si } \left(\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} \right) \text{Pr}^{0.33} \geq 1.6 \quad ; \quad Nu = 3.91(10^{-3}) \left(\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} \right) \text{Pr}^{0.66}$$

$$Nu = \frac{ho \tilde{\lambda}}{k}$$

VII.- Cálculo del ΔT .

$$\Delta T_b = \left(\frac{U}{h} \right) \Delta T$$

La ecuación anterior se resuelve por tanteos, suponiendo un ΔT . Si $\Delta T_b < 5^\circ\text{C}$ se debe corregir el coeficiente para tomar en cuenta el efecto de la convección natural.

$$h_o = h_o + 0.53 \frac{k_L}{D} \left[\frac{D_o^3 \rho_L^2 g \beta_L \Delta T_b C p_L}{\mu_L k_L} \right]^{0.25}$$

Las propiedades se evalúan a Tf

$$Tf = Te + \frac{\Delta T_b}{2}$$

Siendo te la temperatura de ebullición.

VIII.- Corrección por rango de ebullición.

Si se manejan mezclas con amplio rango de ebullición.

$$f_c = \exp(-0.015[Te_1 - Te_3])$$

ho = ho fc

En donde fc= factor de corrección.

IX.- Obtención del flujo máximo de calor.

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\text{máximo}} = q_{\text{crítico}} = \text{Re}_{\text{crítico}} \frac{\lambda \rho_G v_L}{\tilde{\lambda}}$$

$$\text{Re}_{\text{Crítico}} = 68 \left[\frac{g \tilde{\lambda}^3}{v^2} \left(\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_L} \right) \right]^{\frac{4}{9}} \text{Pr}^{-0.33}$$

El flujo de calor por tubo no debe exceder al máximo.

$$\frac{q}{A_{\text{tubo}}} = U_{\text{tubo}} \Delta Tm$$

$$U_{\text{tubo}} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \frac{D_o}{D_i} + R_{do} + R_{di} \frac{D_o}{D_i} + \frac{x}{k} \frac{D_o}{D_w}}$$

X.- Coeficiente promedio del haz de tubos.

$$h_b = h_o(BCF)$$

BCF = factor de corrección por bloqueo del vapor en el haz de tubos.

$$BCF = 0.714 \left(\frac{P_T - D_o}{0.305} \right)^{0.86 \times 10^{-5} G} \left(\frac{1}{N_{rv}} \right)^{-0.24 \left[1.75 + \ln \left(\frac{1}{N_{rv}} \right) \right]}$$

En donde N_{rv} = número de tubos en la hilera central vertical.

Para arreglo triangular $N_{rv} = \frac{Ds}{2 P_T \cos \frac{\alpha}{2}}$

Para arreglo cuadrado $N_{rv} = \frac{Ds}{P_T}$

$$G = \frac{a_o U_{tubo} \Delta T}{\lambda (P_T - Do)}$$

En donde Do = diámetro de los tubos en m ; Ds =diámetro de la envolvente en m ; a_o = superficie exterior de transferencia de calor por m de tubo ; G = masa velocidad del vapor en el haz en kg / m² h.

XI.- Coeficiente global.

$$U_b = \frac{1}{\frac{1}{h_b} + \frac{Do}{Di} \left(\frac{1}{hi} \right) + \frac{x Do}{k Dw} + Rdo + Rdi \left(\frac{Do}{Di} \right)}$$

XII.- Flujo de calor del haz.

$$\left(\frac{q}{A} \right)_b = U_b \Delta Tm$$

Este flujo debe ser menor que el flujo máximo de calor del haz, el cual está dado por la ecuación:

$$\frac{q}{A} \max = 3085 \Phi \Psi$$

L= longitud de los tubos en m $\Phi = \frac{Ds L}{A}$; $\Psi = \rho_G \lambda \left[\frac{g \sigma (\rho_L - \rho_G)}{\rho_G^2} \right]^{0.25}$

En donde g = 9.81 m /s ; σ =kg /m ; λ = kcal /kg

$$\left(\frac{q}{A} \right)_b < \left(\frac{q}{A} \right) \max$$

$$\left(\frac{q}{A} \right) \max = \frac{kcal}{hm^2}$$

XIII.- Cálculo de la carga térmica disponible.

$$Q_{dis} = M_3 Cp (T_{e3} - T_{e1}) + \left(\frac{q}{A} \right)_b \left[A - \frac{M_3 Cp (T_{e3} - T_{e1})}{U_s \Delta Tm} \right]$$

U_s = coeficiente global de transferencia de calor sensible.

$$U_s = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_b} + \frac{D_o}{D_w} \frac{x}{k} + R_{do} + \frac{D_o}{D_i} R_{di}}$$

$$\text{Siendo } h_s = 45.53 \left(\frac{U_s \Delta T m}{2.7} \right)^{0.25}$$

XIV.- Cálculo del domo de vapor.

$$DK = \frac{D_s}{0.6}$$

XV.- Cálculo del espacio de acumulación.

El espacio de acumulación del producto entre el vertedero y el extremo de la envolvente debe diseñarse de tal manera que el líquido pueda salir con facilidad y en forma continua. Considerando un tiempo de residencia de un minuto, la longitud de este espacio (lleno hasta la mitad) será:

$$L = 0.04242 \frac{M_3}{(DK)^2 \rho_L} \text{ en m}$$

M_3 en kg/h , DK en m y ρ_L en kg/m³.

¿En qué consiste la ebullición nucleada?

¿En qué consiste la ebullición pelicular?

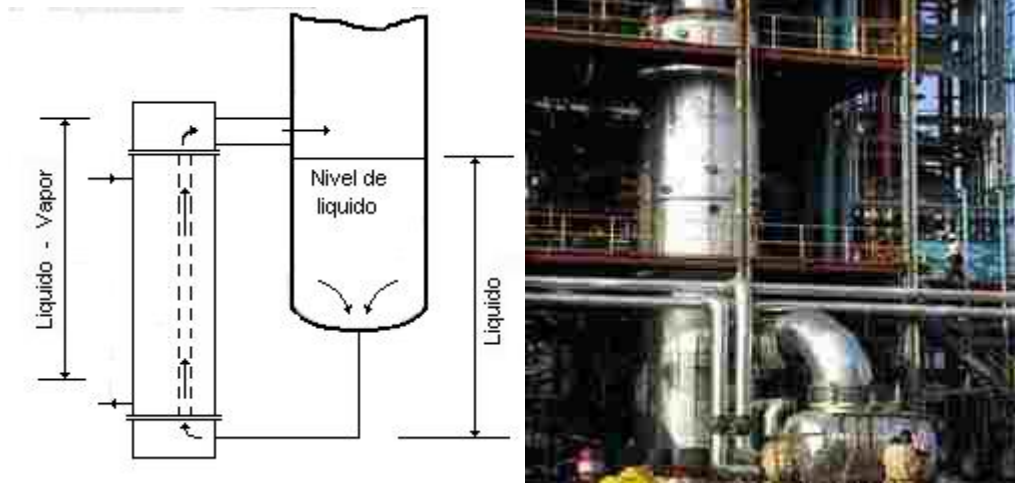
¿Qué es el flujo crítico de calor?

¿Qué es un cambiador de bayoneta?

¿En qué consisten los cambiadores llamados de dedo?

¿Qué es una caldera de tubos de humo?

Termosifón vertical



En este tipo de rehervidor se debe tener una presión hidrostática capaz de superar las pérdidas por fricción en el sistema.

Las pérdidas por fricción son :

- 1: Por entrada a la tubería.
- 2.-Pérdidas en el rehervidor.
- 3.-Pérdidas por evaporación dentro del rehervidor.
- 4.- Presión estática en la columna formada por una mezcla de vapor y de líquido.
- 5.- Pérdidas por la salida.

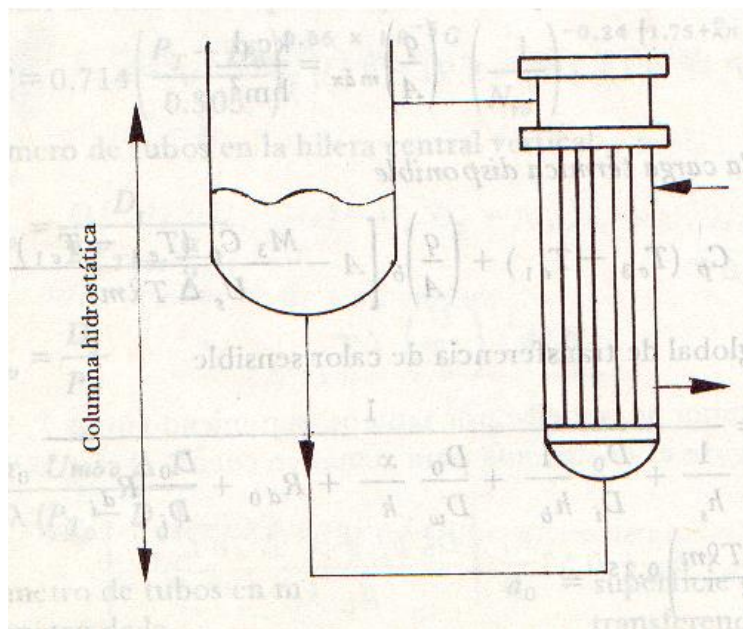


Fig. 5.- Un termosifón acoplado a una columna de destilación.

Los termosifones verticales son generalmente cambiadores de calor de un paso por la coraza y uno por los tubos (1-1). El espejo superior de los tubos se coloca cercano al nivel

del líquido dentro de la columna. Como el rehervidor se instala cerca de la columna, las pérdidas por fricción por entradas y salidas del sistema son casi siempre insignificantes. Por el rehervidor pasa siempre una masa mayor que la que se va a vaporizar. La relación entre la masa que circula a través del rehervidor a la masa vaporizada recibe el nombre de relación de recirculación. Esta relación es casi siempre superior a cuatro y se fija de manera que se iguale las pérdidas de fricción con la columna hidrostática. Las pérdidas debidas a la vaporización dentro del rehervidor son iguales a dos cabezas de velocidad.

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ medio} = \frac{G^2}{g \rho_{\text{medio}}^2} = \frac{V^2}{gc}$$

En general, cuando las relaciones de recirculación y las presiones de operación son grandes, la diferencia en las densidades a la entrada y a la salida no son muy grandes y las pérdidas por expansión son despreciables.

La presión estática debida a una columna de líquido mezclada con su vapor se obtiene mediante :

$$P_{es} = L \rho_{\text{media}} = \frac{2.3 L(\rho_o \times \rho_i)}{\rho_i - \rho_o} \log \frac{\rho_i}{\rho_o}$$

En donde:

ρ_o = Densidad a la salida de los tubos. ; ρ_i = densidad a la entrada de los tubos

L = longitud de los tubos ; ρ_{media} = densidad promedio.

Las pérdidas por fricción se obtienen con:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f \frac{G^2 L}{2 gc Di \rho_{\text{media}}^2}$$

¿En qué consiste la operación unitaria de destilación?

¿Cómo funciona una torre de destilación de platos?

¿En qué consiste el método de Mc. Cabe –Thiele?

¿Qué es el reflujo en una torre de destilación?

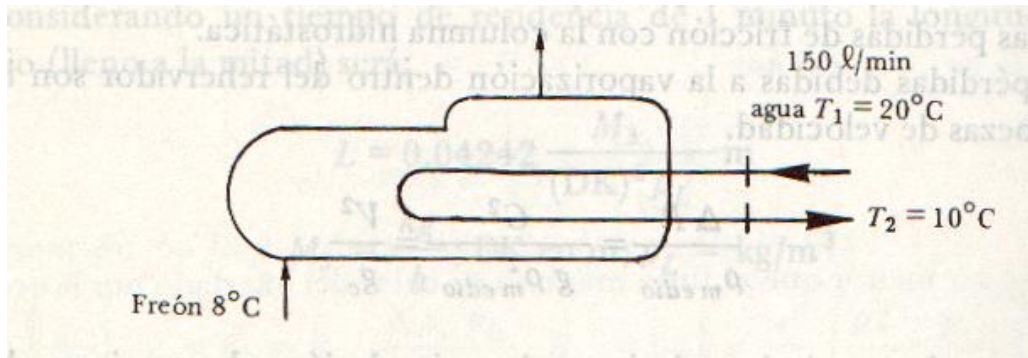
¿Qué ventajas tiene un termosifón horizontal?

¿Qué ventajas tiene un termosifón vertical?

Ejemplo 1.

Un cambiador de calor para enfriar agua se diseña utilizando tubos de cobre de ¾ de pulgada 16 BWG. El agua entrará por los tubos de un cambiador de calor de haz y envolvente a razón de 150 litros / minuto y a 20 ° C debiéndose enfriar hasta 10 ° C. El calor se elimina por medio de Freón 12 que fluye por la envolvente hirviendo a 8 ° C. Se considera que una velocidad de 0.5 m /s será la adecuada para el agua y que bajo estas circunstancias el coeficiente promedio del lado de los tubos será de 4 800 kcal / h m² °C . Determine la longitud total de los tubos y el número de ellos que se requieren.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de calor.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m$$

$$Q = M_{\text{agua}} C_p \Delta T$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k_w D_w} + \frac{D_o}{D_i h_i} + \frac{D_o}{D_i} R_{di}}$$

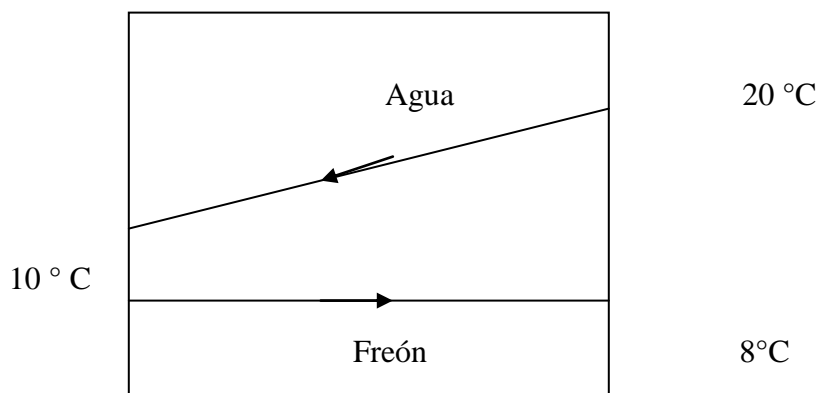
3.- Cálculos.

3.1.- Calor.

$$Q = 150 \frac{\text{litros}}{\text{minuto}} \times \frac{\text{kg}}{\text{litro}} \times \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} (20 - 10^\circ\text{C}) = 1500 \frac{\text{kcal}}{\text{minuto}}$$

$$Q = 90\,000 \text{ kcal/h}$$

3.2.- Diferencia de temperaturas.



Longitud

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(20-8) - (10-8)}{\ln \frac{20-8}{10-8}} = 5.58^\circ C$$

3.3.- Coeficientes.

$$\begin{aligned} DI &= 0.015748 \text{ m} & Do &= 0.01905 \text{ m} \\ h_{di} &= 2435 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ C & ; h_{do} &= 4000 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ C \\ Dw &= 0.017526 \text{ m} & ; x &= 1.651 \times 10^{-3} \text{ m} \end{aligned}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{5000} + \frac{1}{4000} + \frac{1.651 \times 10^{-3} \times 0.01905}{330 \times 0.017526} + \frac{0.01905}{0.015748 \times 4800} + \frac{0.01905}{0.015748 \times 2435}} = 830$$

3.4.- Area.

$$90\,000 = 830 A_o (5.58)$$

$$A_o = 19.43 \text{ m}^2$$

$$\text{Longitud} = \frac{19.43 \text{ m}^2}{0.01905 \times \pi \times 1} = 324.7 \text{ m}$$

3.5.- Número de tubos.

Velocidad = 0.5 m /s.

$$\text{Área de flujo} = 150 \frac{\text{litros}}{\text{minuto}} \times \frac{\text{minuto}}{60 \text{ s}} \times \frac{\text{s}}{0.5 \text{ m}} \times \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ litros}} = 5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Área de flujo de un tubo} = 1.9467 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{Número de tubos} = \frac{5 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{1.9467 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 25$$

$$\text{Longitud de cada tubo} = \frac{324.7}{25} = 13 \text{ m}$$

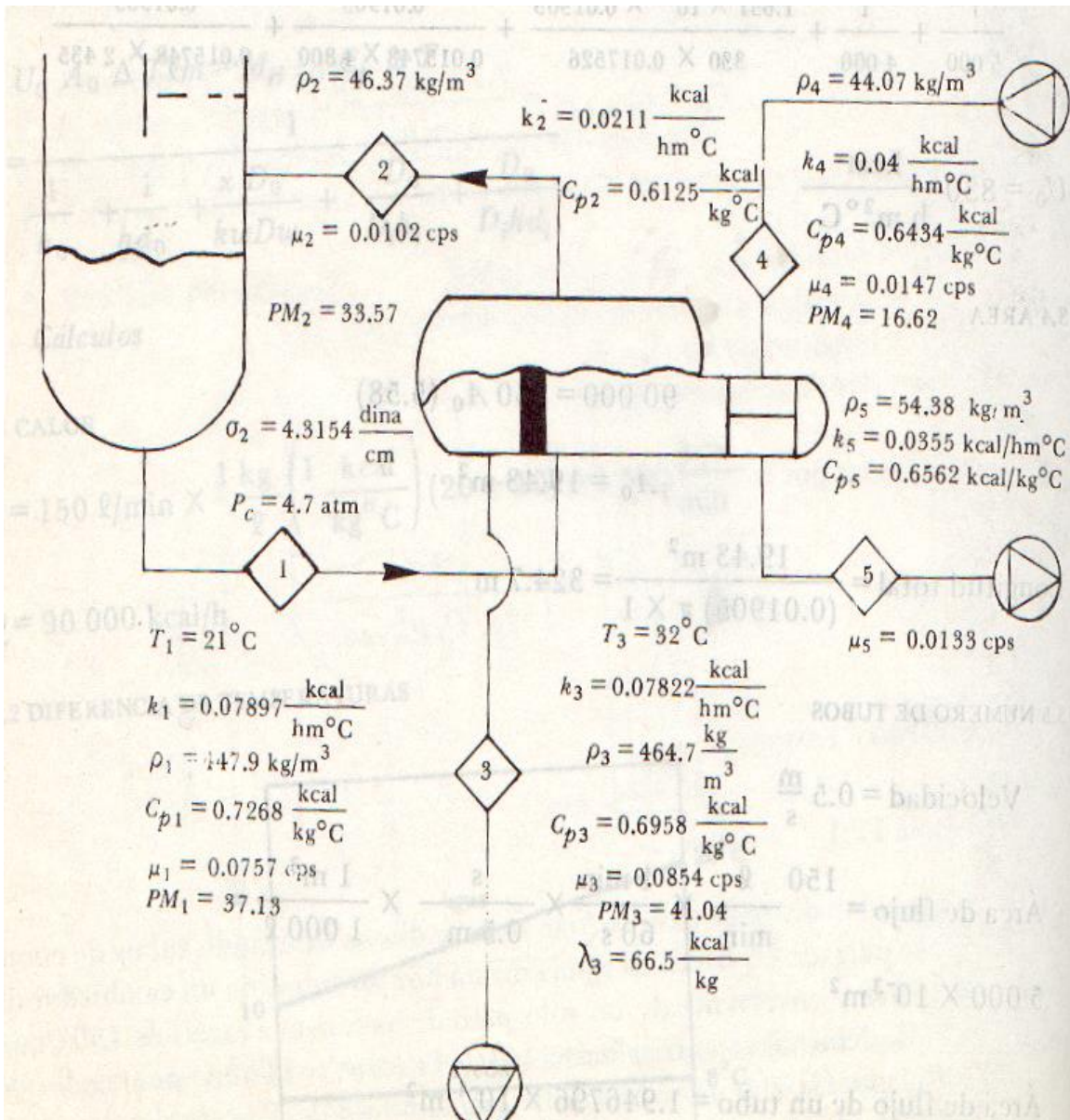
4.- Resultado.

Se requerirían 325 m de tubos o 25 tubos de 13 m los que se deberán arreglar en varios pasos. Por ejemplo si se utilizara un cambiador 1- 4 se podría tener 25 tubos por paso con una longitud de 3200 mm.

Ejemplo 2.

Se desea diseñar un rehervidor tipo marmita para suplir la carga térmica que requiere una torre desmetanizadora. Al rehervidor entran 160 000 kg /h a 21 °C y 24 atm, de los cuales deben vaporizarse 75 000 kg /h a la temperatura de 32 ° C y el resto saldrá como producto de fondo.

Para calentar se utilizará un gas residual que entrará a 97 ° C y saldrá a 43 ° C. En el diagrama que se muestra a continuación se indican las propiedades de los fluidos.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de energía.

$$M_1 H_1 + M_4 H_4 = M_2 H_2 + M_3 H_3 + M_5 H_5$$

$$M_1 = M_2 + M_3$$

$$M_4 = M_5$$

2.2.- Método de diseño.

Se utilizará el método de Palen,

3.- Cálculos.

3.1. Balance de energía.

$$M_1 = 160\,000 = 75\,000 + M_3$$

$$M_3 = 85\,000 \text{ kg / h.}$$

$$H_1 = 0.7268 (21 - 0) = 15.26 \text{ kcal / kg.}$$

$$H_2 = 0.6125 (32 - 0) + 66.5 = 86.1 \text{ kcal / kg}$$

$$H_3 = 0.6958 (32 - 0) = 22.26 \text{ kcal / kg}$$

$$H_4 = 0.6434 (97 - 0) = 62.4098 \text{ kcal / kg}$$

$$H_5 = 0.6562 (43 - 0) = 28.21 \text{ kcal / kg}$$

$$160\,000 (15.26) + M_4 (62.40) = 75\,000 (86.1) + 85\,000 (22.26) + M_5 (28.216)$$

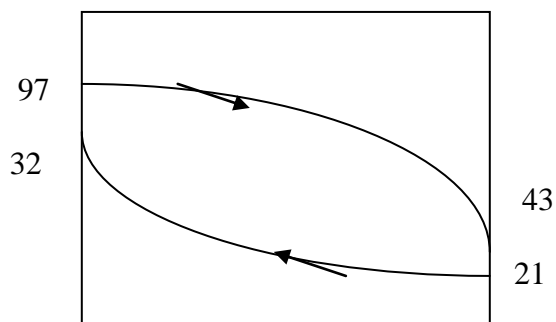
$$M_4 = M_5$$

Por lo tanto

$$M_4 = 172\,769 \text{ kg / h}$$

$$\text{Calor } Q = 172\,769 (62.4 - 28.21) = 5\,907\,552 \text{ kcal / h}$$

3.2.- Diferencia de temperaturas.



$$\Delta T_m = \frac{(97 - 32) - (43 - 21)}{\ln \frac{97 - 32}{43 - 21}} = 39.39^\circ\text{C}$$

3.3.- Estimación del área requerida.

$$\text{Suponiendo } U_b = 327 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A_b = \frac{5907552}{327(39.69)} = 455.17m^2$$

No de tubos.

Si se usan tubos de 3/4 de pulgada BEG 14 y de 20 pies de longitud se tendrá:

$$DI = 0.584 \text{ pulgadas} = 0.01483 \text{ m}$$

$$DO = 0.75 \text{ pulgadas} = 0.01905 \text{ m}$$

$$\text{Área por metro} = 0.0598474 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\text{área de flujo por tubo} = 1,726 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Número de tubos

$$\frac{455.17m^2}{0.0598474(20)(0.305)} = 1246$$

tomando un arreglo triangular

A partir del apéndice

Número de tubos 1176 ; Ds = 39 pulgadas , P_T = 1 pulgada ; 2 pasos.

3.4.- Coeficiente interno (gas)

$$G_T = \frac{172769}{\frac{1176}{2} \times 1.726 \times 10^{-4} \times 3600} = 473 \frac{kg}{m^2 s}$$

$$Re = \frac{473 \times 0.01483}{\frac{(0.0147 + 0.0133)}{2} (10^{-3})} = 501042$$

Pr=0.8677

$$Nu = 0.027(501042)^{0.8} (0.8677)^{0.33} = 934.8$$

$$hi = \frac{934.8 \times 0.03775}{0.01483} = 2379 \frac{kcal}{hm^2 \circ C}$$

3.5.- Caídas de presión.

Con el Re de 501 042

f= 0.01584

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ tubo} = 0.01584 \left(\frac{473}{\frac{44.0 + 54.38}{2}} \right)^2 \frac{20 \times 0.305 \times 2}{2(9.81)(0.01483)} = 61.32 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P = 61.32 \times \left(\frac{44.07 + 54.38}{2} \right) \frac{1}{10000} = 0.3 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ retorno} = 4 \left[\frac{473}{49} \right]^2 \frac{2 \times 1}{9.81} = 37.99$$

$$\Delta P = 37.99(49) \frac{1}{10000} = 0.186 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.3 + 0.186 = 0.486 \text{ kg/cm}^2$$

3.6.- Resistencias por ensuciamiento.

$$K = 37 \text{ kcal/h m}^\circ\text{C}$$

$$\text{Espesor } x = 2.11 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$D_w = 0.01685 \text{ m}$$

$$\text{Resistencia de la pared del tubo} = \frac{x D_o}{k D_w} = 6.44 \times 10^{-5} \frac{h^\circ\text{C m}^2}{\text{kcal}}$$

$$R_{d_o} = 2.05 \times 10^{-4}$$

$$R_{d_i} = 2.05 \times 10^{-4} \text{ h}^\circ\text{C m}^2/\text{kcal}$$

3.7.- Coeficiente de ebullición para un solo tubo.

$$\text{Si } h_i = 2379 \text{ y } h_o = 4800 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$$

$$R_{m_i} = 70 ; T_{m_o} = 26.5$$

$$2379 (70 - T_s) = 4800 (T_s - 26.5)$$

$$T_s = 40.91^\circ\text{C} ; \Delta T = 14.41^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{media}} = 0.0785 \text{ kcal/h m}^\circ\text{C} ; \rho_G = 46.37 \text{ Kg/m}^3 ; \mu_{\text{media}} = 0.08055 \text{ cps}$$

$$\rho_{L_{\text{media}}} = 456.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; v_{\text{media}} = \frac{0.08055 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}}{456.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1.765 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\frac{k \Delta T}{\lambda \rho_G v} = \frac{0.078595(14.44)}{66.5(46.37)(1.765 \times 10^{-7})(3600)} = 0.5779$$

$$\text{Pr} = \frac{0.7113 \times 0.08055 \times 10^{-3} \times 3600}{0.078595} = 2.6243$$

$$\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} \text{Pr}^{0.33} = 0.796$$

$$Nu = 3.91 \times 10^{-3} \left(\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} \right) \text{Pr}^{0.66} = 3.91 \times 10^{-3} (0.5779)(2.6243)^{0.66} = 4.296 \times 10^{-3}$$

$$\tilde{\lambda} = \frac{Cp \rho_L \sigma Te}{(\lambda \rho_G)^2} = \frac{0.7113 \times 456.3 \times 4.315 \times 10^{-2} \times 299.5}{(66.5 \times 46.37)^2 (4185)} = 1.054 \times 10^{-7} \text{ m}$$

$$ho = \frac{Nu ke}{\tilde{\lambda}} = \frac{4.296 \times 10^{-3} \times 0.0785}{1.054 \times 10^{-7}} = 3203$$

3.8.- Corrección por rango de ebullición.

No hay corrección debido a que no se rebasan los 12 ° C en el rango de ebullición.

3.9.- Coeficiente por tubo.

$$U_{tubo} = \frac{1}{\frac{1}{3203} + \frac{0.01905}{0.0148(2379)} + 6.44 \times 10^{-5} + 2.05 \times 10^{-4} + 2.638 \times 10^{-4}} = 744.57$$

3.9.- Coeficiente promedio del haz.

$$Nrv = \frac{39}{2(1) \cos 30} = 22.51$$

$$G = \frac{0.05984 \times 744.57 \times 39.69}{66.5 \times 0.25 \times 0.0254} = 4188 \frac{\text{kg}}{\text{hm}^2}$$

$$BCF = 0.714 \left(\frac{0.25 \times 0.0254}{0.305} \right)^{0.86 \times 10^{-5} (4188)} \left(\frac{1}{22.51} \right)^{-0.24 \left[1.75 + \ln \frac{1}{22.51} \right]} = 0.2241$$

$$hb = 3203 \times 0.2241 = 833.59 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.1.- Coeficiente total.

$$Ub = \frac{1}{\frac{1}{833.59} + \frac{0.01905}{0.0148(2379)} + 6.44 \times 10^{-5} + 2.05 \times 10^{-4} + 2.638 \times 10^{-4}} = 439.89$$

3.11.- Flujo de calor por haz

$$\left(\frac{q}{A}\right)b = 439.89(39.69) = 17459 \frac{kcal}{hm^2}$$

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\max} = 3085\phi\psi$$

$$\phi = \frac{DsL}{A} = \frac{0.9906 \times 6.1}{1176 \times 0.05984 \times 6.1} = 0.014$$

$$\psi = \rho_G \lambda \left[\frac{g \sigma (\rho_L - \rho_G)}{\rho_G^2} \right]^{0.25} = 46.37 \times 66.5 \left[\frac{9.81 \times 4.315 \times 10^{-2} (456 - 46.3)}{(46.37)^2} \right]^{0.25}$$

$$\psi = 1643.5$$

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\max} = 3085(0.014)(1643.5) = 70982$$

$$\left(\frac{q}{A}\right)b < \left(\frac{q}{A}\right)_{\max}$$

3.12.- Calor disponible.

$$Q_{disp} = M_3 Cp(T_{e3} - T_{e1}) + \left(\frac{q}{A}\right)b \left[A - \frac{M_3 Cp(T_{e3} - T_{e1})}{Us \Delta Tm} \right]$$

$$Q_{disp} = 85000(0.58)(32 - 21) + 17459(429.32) - \frac{17459(85000)(0.69)(32 - 21)}{39.69Us}$$

$$Q_{dispo} = 650573 + 7495497 - \frac{2.861 \times 10^8}{Us}$$

$$Us = \frac{1}{\frac{1}{hs} + \frac{0.01905}{0.0148(2379)} + 6.44 \times 10^{-5} + 2.05 \times 10^{-4} + 2.638 \times 10^{-4}}$$

$$Us = \frac{1}{\frac{1}{hs} + 1.07425 \times 10^{-3}}$$

$$hs = 45.53 \left(\frac{Us \Delta Tm}{2.7} \right)^{0.25}$$

Si $hs = 340$ entonces

$$Us = 249 \quad \text{y} \quad hs = 354.14$$

$$Us = 256 \quad ; \quad hs = 356.79$$

$$Us = 257 \quad ; \quad hs = 357.27$$

$$U_s = 258.18$$

$$Q \text{ disponible} = 7\,037\,928.4 \text{ kcal/h}$$

$$Q \text{ requerido} = 5\,907\,552 \text{ kcal/h}$$

$$\% \text{ de exceso} = 19$$

El cambiador está sobrediseñando se requeriría otro cálculo para ajustar.

3.13.- Cálculo del domo de vapor.

$$DK = 39 / 0.6 = 65 \text{ pulgadas} = 1.651 \text{ m}$$

3.14.- espacio de acumulación.

$$M_3 = 85\,000 \text{ kg/h}$$

$$L = 0.04242 \times \frac{85000}{(1.651)^2 (456.3)} = 2.89m$$

4.- Resultado.

Cambiador de calor tipo marmita.

$$\text{Calor intercambiado} = 5\,907\,552 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Coeficiente total} = 440 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$$

$$\text{Diferencia de temperaturas media logarítmica} = 39.69 \text{ °C}$$

$$\text{Área} = 429 \text{ m}^2$$

$$\text{No. De tubos} = 1\,176$$

$$\text{Longitud de los tubos} = 6\,111 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro externo de los tubos} = 19.05 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro interno de los tubos} = 14.83 \text{ mm}$$

$$\text{No. De pasos} = 2$$

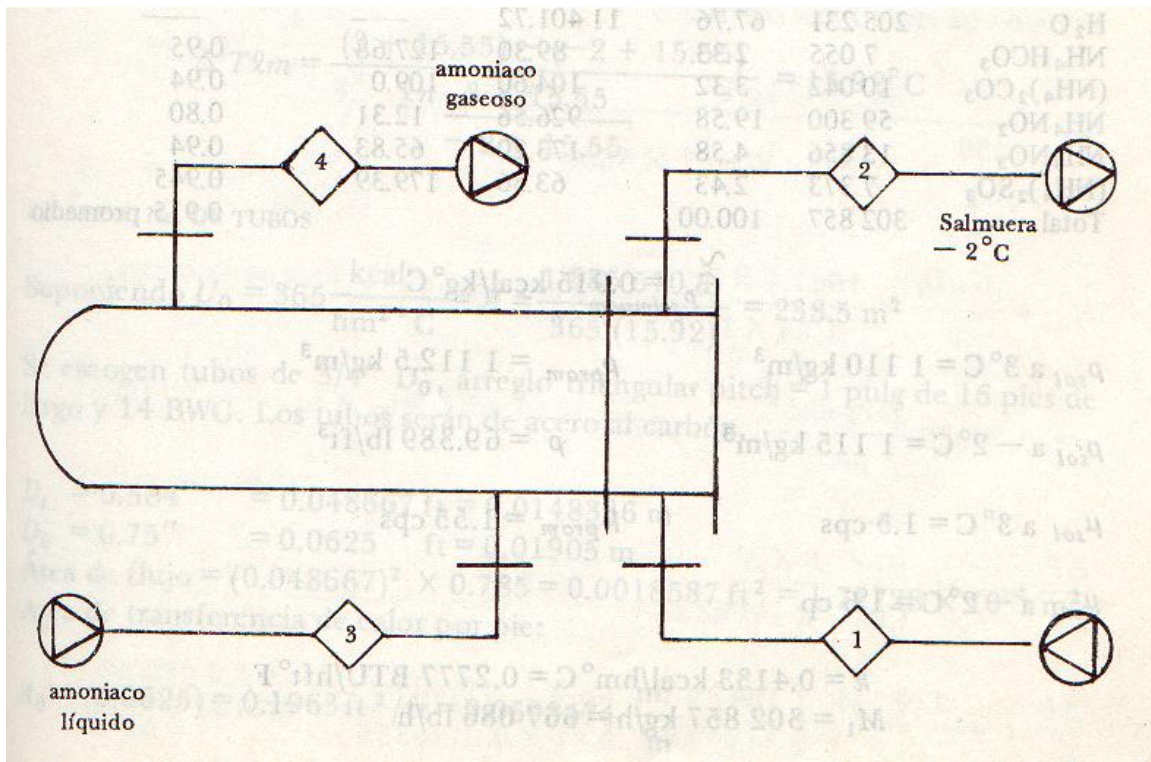
$$\text{Diámetro de la envolvente} = 990.6 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro del domo} = 1\,651 \text{ mm}$$

Ejemplo 3.

Calcule un intercambiador de calor que tratará 205 231 kg/h de agua, 10 042 kg/h de $(\text{NH}_4)_2\text{CO}_3$, 7055 kg/h de NH_4HCO_3 , 59 300 kg/h de NH_4NO_2 , 13 856 kg/h de NH_4NO_3 y 7373 kg/h de $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_3$. La solución está a 3 °C y debe llevarse hasta -2 °C utilizando amoníaco líquido que se evaporará.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de energía.

$$Q = M_1 C_p (T_2 - T_1) = M_3 \lambda_{\text{amoníaco}}$$

2.2.- ecuación de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m$$

2.3.- Método de diseño.

Se usará el método de Palen y Small para el diseño de rehervidores Kettle.

3.- Cálculos.

3.1.- Datos

Propiedades de la salmuera:

Sustancia	Kg /h	% en peso	Kg mol /h	Mol de agua/mol de solución	Cp en kcal /kg de solución ° C
Agua	205 231	67.76	11 401.72		
NH ₄ HCO ₃	7055	2.33	89.3	127.68	0.95

(NH ₄) ₂ CO ₃	10042	3.32	104.6	109	0.94
NH ₄ NO ₂	59300	19.58	926.56	12.31	0.8
NH ₄ NO ₃	13856	4.58	173.2	65,82	0.94
(NH ₄) ₂ SO ₃	7373	2.43	63.56	179.39	0.945
Total	302857	100.0			0.915

$$Cp_{salmuera} = 0.915 \frac{kcal}{kg^{\circ}C}$$

$$\rho_{soluci3n3^{\circ}C} = 1110 \frac{kg}{m^3} ; \rho_{soluci3n3^{-2^{\circ}C}} = 1115 \frac{kg}{m^3} ; \rho_{media} = 1112.5 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{soluci3n3^{\circ}C} = 1.5cps ; \mu_{soluci3n3^{-2^{\circ}C}} = 1.6cps ; \mu_{media} = 1.55cps$$

$$k=0.4133kcal /h m^{\circ}C$$

Propiedades del amoníaco.

Se trabajará con amoníaco líquido saturado a $-15.55^{\circ}C$, $257.4^{\circ}K$

$$P = 33.47psia ; \rho_G = 1.923 \frac{kg}{m^3} ; \rho_L = 659.67 \frac{kg}{m^3} ; k_L = 0.31 \frac{kcal}{hm^{\circ}C}$$

$$\mu_L = 0.2cps ; Cp_L = 1.08 \frac{kcal}{kg^{\circ}C} ; \lambda = 314.3 \frac{kcal}{kg} ; \sigma = 2.905 \times 10^{-2} \frac{kg}{s^2} ; \nu_L = 3.03 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

3.2.- cálculo del calor.

$$Q = 302857 \frac{kg}{h} \times 0.915 \frac{kcal}{kg^{\circ}C} \times 5^{\circ}C = 1385570.8 \frac{kcal}{h}$$

3.3.- Masa del amoníaco.

$$M_3 = \frac{Q}{\lambda} = \frac{13855708}{314.3} = 4408 \frac{kg}{h}$$

3.4.- Diferencia de temperaturas logarítmica.

$$\Delta T_m = \frac{(3+15.5) - (-2+15.55)}{\ln \frac{3+15.55}{-2+15.55}} = 15.92^{\circ}C$$

3.5 .- área y tubos.

Suponiendo que $U_o = 365 kcal / h m^2^{\circ}C$

Entonces $A_o = 1385570 / (365)(15.92) = 238.5 m^2$

Se escogen tubos de $\frac{3}{4}$ de pulgada 14BWG , en arreglo triangular con espaciamiento de una pulgada y de 16 pies de longitud.

$D_i = 0.01483 \text{ m}$
 $D_o = 0.01905 \text{ m}$
 Área de flujo = $1.727 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
 Área de transferencia de calor por m = $0.05984 \text{ m}^2/\text{m}$
 Número de tubos = 814

3.6.- Número de pasos y arreglo real.

Suponiendo una velocidad en los tubos de 1.5 m/s

No. De tubos por paso = 292

No. De pasos = 2

De las tablas del apéndice para arreglo triangular y $3/4$ y dos pasos se tiene que:

No de tubos 930 , $D_s = 35$ pulgadas.

Área real = 271.72 m^2

Velocidad real en los tubos = 0.94 m/s .

3.7.- Caída de presión en los tubos.

$$G_T = \frac{302857}{\frac{930}{2} \times 1.72 \times 10^{-4} \times 3600} = 1047 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$\text{Re} = \frac{G_T D_i}{\mu} = \frac{1047.4 \times 0.0148}{1.55 \times 10^{-3}} = 10023$$

el factor de fricción $f = 0.03744$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ tubos} = f \left(\frac{G_T}{\rho} \right)^2 \frac{L \times N}{2gc D_i} = 0.03744 \left(\frac{1047}{1112.5} \right)^2 \frac{16 \times 2 \times 0.305}{2 \times 9.81 \times 0.0148} = 1.1129 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ retorno} = 4N \frac{V^2}{2gc} = 4 \frac{2(0.94)^2}{2 \times 9.81} = 0.32 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = (1.1129 + 0.3219) \times \frac{1112.5}{10000} = 0.1596 \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

3.8.- Resistencia en la pared y ensuciamientos.

$D_w = 0.0168539 \text{ m}$ $x = 2.1 \times 10^{-3} \text{ m}$

$$k_{\text{acero}} = 37 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}} ; r_{\text{pared}} = \frac{x D_o}{k D_w} = \frac{2.1 \times 10^{-3} (0.01905)}{37 (0.0168539)} = 6.44 \times 10^{-5} \frac{\text{h}^\circ\text{Cm}^2}{\text{kcal}}$$

ensuciamientos

Tubos (salmuera) = 4.1×10^{-4}

Amoníaco = 2.05×10^{-4}

3.9.- Coeficiente del medio de calentamiento.

$$h_i = 0.027 \frac{k}{D_i} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.33} = 2750 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.10.- Coeficiente de ebullición para un solo tubo.

Si $h_o = 1500$ y $h_i = 2750$

Entonces

$$1500(T_s - (-15.55)) = 2750(0.5 - T_s)$$

$$T_s = -5.16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} = \frac{0.31[-5.16 - (-15.55)]}{314.3(1.923)(3.03 \times 10^{-7})(3600)} = 4.885$$

$$\text{Pr} = \frac{1.08(0.2 \times 10^{-3})(3600)}{0.31} = 2.508$$

$$\left(\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} \right) (\text{Pr})^{0.33} = 6.635$$

$$\text{Nu} = 2.63 \times 10^{-3} \left(\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} \right)^{1.86} \text{Pr}^{0.952} = 2.63 \times 10^{-3} (4.885)^{1.86} (2.508)^{0.952} = 0.12$$

$$\tilde{\lambda} = \frac{1.08 \times 659.67 \times 2.905 \times 10^{-2} (257.4)}{(314.3 \times 1.923)^2 (4185)} = 3.48 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$h_o = \frac{0.12(0.31)}{3.48 \times 10^{-6}} = 10675 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Segundo tanteo

Si $h_o = 3000$

$T_s = -7.87 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\left(\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} \right) = 3.61 \quad ; \quad \left(\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} \right) \text{Pr}^{0.33} = 4.9$$

$$\text{Nu} = 0.0686 \quad , \quad h_o = 6119.72$$

tercer tanteo

Si $h_o = 4000$ $T_s = -9$

$Nu = 0.05$; $h_o = 4540$

Cuarto tanteo

Si $h_o = 4200$ $T_s = -9.16$ ° C

$Nu = 0.04868$; $h_o = 4337$

entonces:

$\Delta T = 6.39$ ° C > 5

No se toma en cuenta la convección libre.

No hay Corrección por rango de ebullición.

3.11.- U para un solo tubo.

$$U_{tubo} = \frac{1}{\frac{1}{4200} + \frac{0.01905}{2780(0.0148)} + 2.05 \times 10^{-4} + \frac{0.01905}{0.01408} \times 4.1 \times 10^{-4} + 6.44 \times 10^{-5}} = 665$$

3.12.- Flujo máximo de calor.

Re crítico = 0.2257

Calor crítico = 42696 kcal / h m²

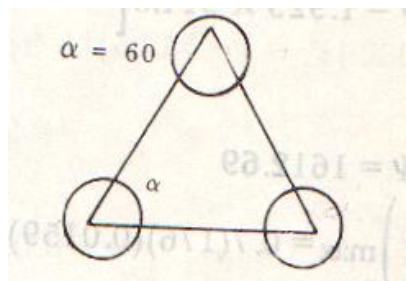
3.13.- Flujo de calor por tubo .

$q/A = 655 (15.92) = 10\ 591$ kcal / h m²°C

este flujo no excede al máximo.

3.14 .- Coeficiente promedio del haz de tubos

$$N_{rv} = \frac{35 \text{ pulgadas}}{2(1) \cos 30} = 20.2$$



$$G = \frac{0.0598474 \times 665 (15.92)}{314.3(0.25) (0.0254)} = 317 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{h}}$$

$$B_{CF} = 0.714 \left(\frac{0.25 \times 0.0254}{0.305} \right)^{0.86} \times 10^{-5} (317) \left(\frac{1}{20.20} \right)^{-0.24} \left[1.75 + 0.77 \frac{1}{20.2} \right]$$

$$B_{CF} = 0.2886$$

$$h_b = 4200 (0.2886) = 1204 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.15.- Coeficiente global.

$$U_b = \frac{1}{\frac{1}{1204} + 6.44 \times 10^{-5} + 2.05 \times 10^{-4} + \frac{0.01905}{0.0148(2750)} + \frac{0.01905}{0.0148} \times 4.1 \times 10^{-4}} = 477.17$$

3.16.- Flujo de calor del haz

$$\left(\frac{q}{A} \right)_b = 477.17(15.92) = 7596.5 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2}$$

$$\left(\frac{q}{A} \right)_{\text{max}} = 79403 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2}$$

3.17.- Carga térmica disponible.

Q disponible = 7596.5(271.72) = 2 064 133 kcal /h

Q requerido = 1 3085 570.8 kcal /h.

3.18.- Área en exceso.

$$Area = \frac{13855708}{477.61(15.92)} = 182.22 \text{m}^2$$

$$\text{Exceso} = \frac{271.72 - 182.22}{200.7} \times 100 = 44.5\%$$

Se requiere un reajuste.

3.19.-Nuevo arreglo.

Suponer $U_o = 500$

$$A_o = 13855708 / (500) (15.92) = 174 \text{ m}^2$$

Para tubos de $\frac{3}{4}$, 14 BWG , 16 pies de largo , espaciamiento de 1 pulgada.

$$\text{No de tubos} = \frac{174}{0.0598474 \frac{\text{m}^2}{\text{m}} \times 16 \text{pies} \left(0.305 \frac{\text{m}}{\text{pie}}\right)} = 596 \text{ tubos}$$

$$\text{Volumen} = \frac{302857 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{3600 \left(1115 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)} = 0.0745 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Suponiendo una velocidad en los tubos de 1.5 m /s

$$\text{Tubos por paso} = \frac{0.07545}{1.5(1.7272 \times 10^{-4})} = 291$$

Se requieren dos pasos:

De tablas para arreglo cuadrangular:

$D_s = 31$ No tubos = 640

Para arreglo triangular :

$D_s = 29$ Número de tubos 604

Se escoge el arreglo triangular.

Velocidad real en los tubos:

$$V = \frac{0.07545}{\frac{604}{2} (1.7272 \times 10^{-4})} = 1.446 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$A = 176.4 \text{ m}^2$$

3.20.- Caída de presión en los tubos.

$$G_T = \frac{302857}{\frac{604}{2} \times 1.7272 \times 10^{-4} \times 3600} = 1612.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$\text{Re} = 15434$$

$$, f = 0.036$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ tubos} = 2.52 \frac{\text{kgm}}{\text{kg}} ; \frac{\Delta P}{\rho} \text{ retorno} = 0.852 \frac{\text{kgm}}{\text{kg}}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.376 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

3.21.-Coeficiente hi

$$h_i = 3897$$

3.22.- Coeficiente de ebullición para un solo tubo.

$$\text{Si } h_o = 5000 \quad \text{y } h_i = 3897$$

$$5000[T_s - (-15.55)] = 3897 (0.5 - T_s)$$

$$T_s = -8.519 \quad \Delta T = 7.03 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} = 3.305 \quad ; \quad Nu = 0.0583 \quad ; \quad h_o = 5195 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.23.- Coeficiente total del tubo.

$$U_{\text{tubo}} = 757.62$$

3.24 . Flujos de calor.

$$\frac{q}{A} \text{ max} = 42696 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2}$$

$$\frac{q}{A} \text{ tubo} = 757.62(15.92) = 12061$$

3.25.- Coeficiente del haz.

$$N_{rv} = \frac{29}{2(1) \cos 30} = 16.74$$

$$G = \frac{0.0598474 \times 757.62 \times 15.92}{314.3 \times 0.25 \times 0.0254} = 361.3 \frac{\text{kg}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\text{BCF} = 0.342696$$

$$h_o = 5195(0.342696) = 1780 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.26.- Coeficiente total.

$$U_b = \frac{1}{\frac{1}{1780} + 6.44 \times 10^{-5} + 2.05 \times 10^{-4} + \frac{0.01905}{0.0148(3897)} + \frac{0.01905}{0.0148} \times 4.1 \times 10^{-6}} = 592$$

3.27 .- Flujo de calor del haz.

$$\left(\frac{q}{A}\right)_b = 592(15.92) = 9424 \frac{kcal}{hm^2}$$

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\max} = 79403 \frac{kcal}{hm^2}$$

3.28.- Área

$$A = \frac{13855708}{592(15.92)} = 147m^2$$

$$\text{Exceso} = \frac{176.4 - 147}{147} \times 100 = 20\%$$

Se requeriría otro ajuste.

3.29.- Carga térmica.

$$Q \text{ disponible} = 9424 (176.4) = 1\,662\,393.6$$

$$Q \text{ requerido} = 1\,385\,570.8 \text{ kcal/h}$$

3.30.- Diámetro del domo.

$$DK = \frac{29}{0.6} = 48.33 \text{ pulgadas} = 1.227m$$

4.- Resultado.

Cambiador de calor de tipo Chiller.

Calor intercambiado 1 385 571 kcal/h

Coficiente total 592 kcal / h m² ° C

Diferencia de temperaturas logarítmica = 15.92 ° C.

Área = 176 m²

Número de tubos 604

Longitud de los tubos = 4880 mm

Diámetro externo de los tubos = 19.05 mm

Diámetro interno de los tubos = 14.83 mm

Número de pasos 2

Arreglo de los tubos =triangular.

Espaciamento entre tubos = 25.4 mm

Diámetro de la envolvente = 736.6 mm

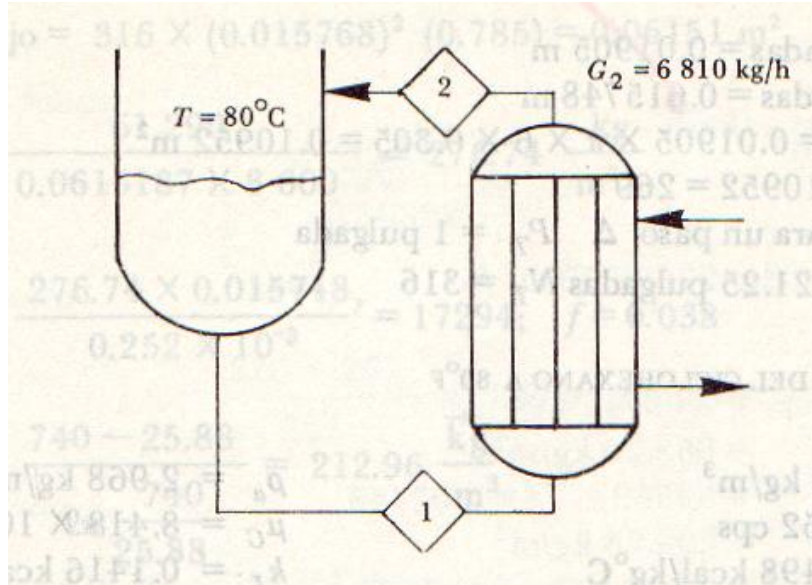
Diámetro del domo = 1227 mm.

Ejemplo 4.

Del fondo de una columna de destilación se obtiene ciclohexano líquido. Se debe calcular un rehervidor vertical de termosifón para producir 6810 kg / h de vapores de ciclohexano a partir de ese líquido. La columna operará a 740 mm de Hg que corresponden a una ebullición isotérmica de 80 ° C.

Para el calentamiento se cuenta con vapor de baja presión. Para el diseño se usarán tubos de cobre de 16 BWG con diámetro exterior de $\frac{3}{4}$ de pulgada. Los tubos tendrán una longitud de 6 pies y se colocarán en arreglo triangular con espaciamiento de una pulgada.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

Se utilizará el método de Kern para el cálculo del termosifón.

3.- Cálculos.

3.1.- Diferencia de temperaturas.

Suponiendo un ΔT de 23°C

La temperatura del medio calentante deberá tener un valor de $80 + 23 = 103^\circ\text{C}$

3.2.- Calor requerido.

$$Q = M_2 \lambda \quad ; \lambda = 84.5 \text{ kcal / kg}$$

$$Q = 84.5 (6810) = 575\,248 \text{ kcal / h}$$

3.3.-Área.

Suponiendo un $U_o = 850 \text{ kcal / h m}^2\text{C}$

$$A = \frac{575348}{23(850)} = 29.4\text{m}^2$$

Número de tubos para un paso.

$$D_o = 0.01905 \text{ m}$$

$$D_i = 0.015748 \text{ m}$$

$$\text{Área por tubo} = 0.10952 \text{ m}^2$$

$$\text{Número de tubos} = \frac{29.49}{0.10952} = 269$$

De las tablas para un paso , arreglo triangular y espaciamiento de una pulgada
 $D_s = 21.25$ pulgadas y N_o de tubos = 316.

3.4.- Propiedades del ciclohexano a 80°C

$$\rho_L = 740 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; \mu_L = 0.252 \text{cps}; C_{pL} = 0.5498 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}; k_L = 0.1416 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}}$$

$$\rho_G = 2.968 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; \mu_G = 8.418 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$$

3.5.-Recirculación supuesta 8:1

Vapores requeridos 6810 kg /h

Líquidos requeridos 54 480 kg /h

Masa total 61290 kg /h

$$\text{Vapor} = \frac{6810 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{2.968 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 2294 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\text{Líquido} = \frac{54480 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{740 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 73.62 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Volumen total = $2367.62 \text{ m}^3 / \text{h}$

$$\rho_{\text{mezcla}} = \frac{61290}{2367.62} = 25.88 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Presión hidrostática.

$$P = 2.3 \frac{L(\rho_o \times \rho_i)}{\rho_o - \rho_i} \log \frac{\rho_i}{\rho_o}$$

$L = 1.83 \text{ m}$; $\rho_i = 740 \text{ kg} / \text{m}^3$; $\rho_o = 25.88 \text{ kg} / \text{m}^3$

$$P = 2.3 \frac{(1.83)(25.88 \times 740)}{(740 - 25.88)} \log \frac{740}{25.88} = 159.38 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Área de flujo = $316 (0.015768)^2(0.785)=0.06151\text{m}^2$

Masa velocidad.

$$G_T = \frac{61290}{0.06151(3600)} = 276.74 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$\text{Re}_{\text{tubo}} = \frac{276.74 \times 0.015748}{0.252 \times 10^{-3}} = 17294$$

$$f = 0.038$$

Densidad promedio en el tubo

$$\rho_{\text{media}} = \frac{740 - 25.8}{\ln \frac{740}{25.88}} = 212.96 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caída de presión por fricción.

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{0.038}{2 \times 9.81} \left(\frac{276.74}{212.96} \right)^2 \left(\frac{1.83}{0.0115748} \right) = 0.38 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

$$\Delta P = \frac{0.38 \times 212.96}{10000} = 8.093 \times 10^{-3} \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

Caída de presión por vaporización.

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \left(\frac{276.74}{212.96} \right)^2 \frac{1}{9.81} = 0.17 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

$$\Delta P = 3.66 \times 10^{-3} \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

Caída de presión total=Resistencia total

$$\Delta P_T = 3.66 \times 10^{-3} + 8.093 \times 10^{-3} + 0.015933 = 0.02769 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

3.6 . Fuerza impulsora.

$$1.83\text{m} \times 740 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{1}{10000} = 0.13542 \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

La fuerza impulsora es mucho mayor que la resistencia.

3.8.- Segundo tanteo Recirculación de 30:1

Vapor 6810

Líquido 20 4300

Total 211 110 kg / h

Volumen de vapor 2294

Volumen de líquido 276

Volumen total 2570 m³ / h

$$\rho_o = 82.14 \frac{kg}{m^3}$$

Presión hidráulica = 0.03712 kg / cm²

G_T = 953.23 kg / h m²

Re_{tubo} = 59569 ; f = 0.02448 ; ρ_m = 299.26 kg / m³ ; ΔP = 0.044 kg / cm² por fricción

Resistencia por vaporización

ΔP = 0.0309

Resistencia total

ΔP_T = 0.11207 kg / cm²

Esto es parecido a la fuerza impulsora.

3.9.- Coeficiente de transferencia de calor en los tubos.

Con

Re = 59569

$$Pr = \frac{0.5498 \times 0.252 \times 10^{-3} \times 3600}{0.1416} = 3.5522$$

$$Nu = 0.023(59569)^{0.8} (3.552)^{0.33} = 231.13$$

$$hi = 2078 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

Coeficiente del vapor = 7300 kcal / h m²°C

Ensuciamiento

R_{di} = R_{do} = 2.05 x 10⁻⁴

Resistencia de los tubos 5 x 10⁻⁶

3.10.- Coeficiente total.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{7300} + 2.05 \times 10^{-4} + \frac{0.01905}{0.0157(2078)} + \frac{0.01905(2.05 \times 10^{-4})}{0.0157} + 5 \times 10^{-6}} = 848$$

3.11.- Área..

575248 = 848 (23) (A_o)

A_o = 29.5 m²

Número de tubos

$$\frac{29.5}{0.10952} = 270$$

área en exceso:

$$\frac{316 - 270}{270} \times 100 = 17\%$$

4.- Resultado.

Se requieren 316 tubos de 3/4 de pulgada en arreglo triangular con espaciamiento de una pulgada. El diámetro de la envolvente es de 21.25 pulgadas y la longitud de los tubos de 1.83 m.

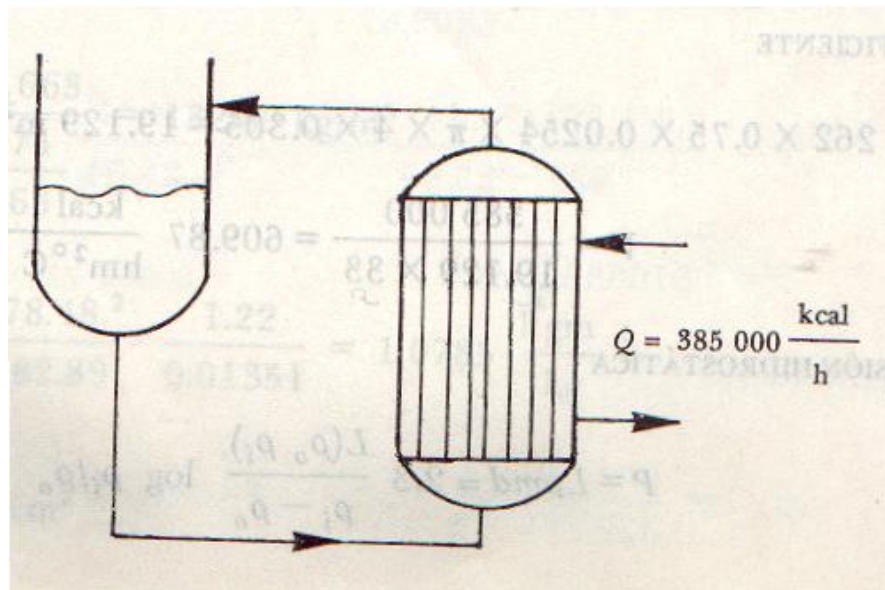
Ejemplo 5.

Calcule el rehervidor de termosifón requerido para suministrar 385 000 kcal / h a una mezcla de acrilonitrilo que se debe vaporizar a 0.15 atm.

Datos de la mezcla:

Calor latente de vaporización	158 kcal /kg
Peso molecular del líquido	63.4
Densidad de los vapores	0.368 kg / m ³
Densidad del líquido	874 kg / m ³
Conductividad térmica del líquido	0.125 kcal / h m ° C
Capacidad calorífica del líquido	0.425 kcal / kg ° C
Viscosidad media de líquido	1.3389 cps

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

Se utilizará el método de Kern para el cálculo del termosifón.

$$Q = U A \Delta T$$

3.- Cálculos.

3.1.- Diferencia de temperaturas.

A 0.15 atm la mezcla hervirá a 45 ° C

Suponiendo un ΔT máximo de 33 ° C

La temperatura del vapor será de $33 + 45 = 78$ ° C o sea que se requerirá un vapor de 0.436 atm.

3.2.- Área.

$$\text{Área} = \frac{385000}{19000} = 20m^2$$

Se seleccionarán tubos de 0.75 pulgadas , 12 BWG, con una pulgada de espaciamiento, arreglo triangular y 4 pies de longitud.

$$\text{No de tubos} = \frac{20}{4 \times 0.305 \times 0.75 \times 0.0254 \times \pi} \cong 274$$

A partir del apéndice

Diámetro de coraza = 19.25 pulgadas , Un paso y 262 tubos.

3.3.- Coeficientes.

$$\text{Área} = 262 \times 0.75 \times 0.0254 \times \pi \times 4 \times 0.305 = 19.125 m^2$$

$$U = \frac{385000}{19.125 \times 33} = 609.87 \frac{kcal}{hm^2 \circ C}$$

3.4.- Presión hidrostática.

$$P = 2.3 \frac{L(\rho_o \times \rho_i)}{\rho_o - \rho_i} \log \frac{\rho_i}{\rho_o}$$

Recirculación supuesta 20 :1

$$\text{Vapor requerido} = \frac{385000 \frac{kcal}{h}}{158 \frac{kcal}{kg}} = 2436.7 \frac{kg}{h}$$

Volumen total saliente del rehervidor

$$\text{Líquido} \frac{2436.7 \times 20}{874 \frac{kg}{m^3}} = 55.76 \frac{m^3}{h}$$

$$\text{Vapor } \frac{2436.7 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{0.368 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 6621.4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Densidad a la salida.

$$\rho_o = \frac{2436.7 + 2436.7(20)}{6621.4 + 55.76} = 7.663 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

L=1.22 m

$$P = \frac{2.3(1.22)(7.663 \times 874)}{(874 - 7.663)} \log \frac{874}{7.663} = 44.62 \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{m}^2}$$

$$P = 4.462 \times 10^{-3} \text{ kg / cm}^2$$

3.3.- Resistencia a la fricción

Área de flujo.

$$D_i = 0.01351 \text{ m}$$

$$\text{Área} = 0.03755 \text{ m}^2$$

Masa velocidad

$$G_T = \frac{511170}{0.03755 \times 3600} = 378.48 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$\text{Re} = 3819 \quad f = 0.05472$$

$$\rho_{\text{media}} = \frac{874 - 7.663}{\ln \frac{874}{7.663}} = 182.89 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{0.05472 \left(\frac{378.48}{182.89} \right)^2}{2 \times 9.81} \frac{1.22}{0.01351} = 1.0785 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

3.6.- Resistencia por vaporización.

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \left(\frac{378.48}{182.89} \right)^2 \frac{1}{9.81} = 0.4365$$

$$\Delta P = 7.984 \times 10^{-3} \text{ kg / cm}^2$$

3.7.- Resistencia total.

$$\Delta P_T = 7.984 \times 10^{-3} + 4.462 \times 10^{-3} + 0.01972 = 0.032166 \text{ kg/cm}^2$$

3.8. Fuerza impulsora.

$$1.22 \times 874 \text{ kg} / \text{m}^3 \times 1 / 10\,000 = 0.106628 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

La fuerza impulsora es mayor que las resistencias.

3.9.- Nueva recirculación 65 : 1

Vapor requerido 2436.7 kg / h

Líquido saliente = 2436.7 (65)

Volumen total saliente del rehervidor

Líquido = $2436.7(65)/874 = 181.21 \text{ m}^3 / \text{h}$

Vapor = $2436.7 / 0.368 = 6621.46 \text{ m}^3 / \text{h}$

$$\rho_o = \frac{1608222}{680267} = 23.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$P = \frac{2.3(1.22)(23.64)(874)}{874 - 23.64} \log \frac{874}{23.64} = 106.83 \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{m}^2}$$

$$P = 0.01068 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

Masa velocidad

$$G_r = \frac{1608222}{0.03755 \times 3600} = 1189.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$\text{Re} = 12004$$

$$f = 0.03868$$

$$\rho_{\text{media}} = 235.54 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 4.54 \frac{\bar{\text{kg}} \text{m}}{\text{kg}}$$

$$\Delta P = 0.10696 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

vaporización

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \left(\frac{1189.6}{235.54} \right)^2 \frac{1}{9.81} = 2.6$$

$$\Delta P = 0.0612 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\Delta P_{\text{Total}} = 0.1788 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

Con esta relación de reflujo hay demasiada fricción.

3.10.- Relación 40 : 1

$$\rho_o = 14.83 \frac{kg}{m^3}$$

$$P = 7.49 \times 10^{-3} \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

Fricción

$$G_T = 739 \quad ; \quad Re = 7457 \quad ; \quad f = 0.046 \quad ; \quad \rho_{media} = 210.76 \quad ; \quad \Delta P = 0.05486 kg / cm^2$$

Vaporización

$$\Delta P = 0.02641 kg / cm^2$$

Total

$$\Delta P_{total} = 0.0887638 kg / cm^2$$

3.12.- Coeficiente en los tubos.

Con $Re = 7457$

$Pr = 16.38$

$$Nu = 0.023(7457)^{0.8} (16.38)^{0.33} = 73.13$$

$$hi = 676.63 \frac{kcal}{hm^2 \text{ } ^\circ C}$$

3.13.- Coeficiente para el vapor

$$ho \cong 7300 \frac{kcal}{hm^2 \text{ } ^\circ C}$$

3.14.- Ensuciamiento.

$$R_{di} = 2.05 \times 10^{-4} \quad ; \quad R_{do} = 2.05 \times 10^{-4}$$

3.15.- Coeficiente total.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{7300} + 2.05 \times 10^{-4} + \frac{2.7686 \times 10^{-3} (0.01905)}{37(0.01612)} + 2.05 \times 10^{-4} \frac{0.01905}{0.01351} + \frac{0.01905}{0.01351(673)}}$$

$$U_o = 356 kcal / h m^2 \text{ } ^\circ C$$

3.16.- Área requerida.

$$385\,000 = 356 (A_o) (33)$$

$$A_o = 32.77 m^2$$

Se requiere por lo tanto otro arreglo.

Suponiendo tubos de 8 pies de longitud $L = 2.44$ m

$$\text{No de tubos} = \frac{32.77}{8(0.305)(0.75)(0.0254)(\pi)} = 224.4$$

De tablas

$D_s = 19.25$ pulgadas No de pasos = 1 ; No. De tubos = 262

3.17.- Nueva fuerza impulsora.

$$2.44 \times 874 \times \frac{1}{10000} = 0.2132 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

3.18.- Relación de recirculación 45 :1

$$\rho_o = \frac{112088}{6746.85} = 16.61 \frac{kg}{m^3}$$

Presión hidrostática

$$\Delta P = \frac{2.3(2.44)(16.61)(874)}{10000(874-16.61)} \times \log \frac{874}{16.61} = 0.01635 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

Fricción en los tubos

$$G_T = \frac{112088}{0.03755 \times 3600} = 829 \frac{kg}{m^2 s}$$

Re = 8365 ; $f = 0.045$; $\rho_{media} = 216.34$ kg / m³

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{0.045}{2 \times 9.81} \left(\frac{829}{216.43} \right)^2 \left(\frac{2.44}{0.01351} \right) = 6.0825 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P = 0.1315 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

Vaporización

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \left(\frac{829}{216.43} \right)^2 \frac{1}{9.81} = 1.496 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P = 0.03238 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

Total

$$\Delta P_{total} = 0.03238 + 0.1315 + 0.01635 = 0.18 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

3.19.- Coeficientes.

$$\begin{aligned} \text{Re} &= 8365 & \text{Pr} &= 16.38 & \text{Nu} &= 80.17 \\ \text{hi} &= 741.78 & ; \text{ho} &= 7300 & ; \text{Uo} &= 381.64 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

3.20 .- Área.

$$385\,000 = 381.64 (A_o) (33)$$

$$A_o = 30.589 \text{ m}^2$$

$$\text{No de tubos} = \frac{30.569}{8(0.305)(0.75)(0.0254)(\pi)} = 209$$

$$\text{Área en exceso} = \frac{262 - 209}{209} \times 100 = 25\%$$

4.- Resultado.

Se requieren 262 tubos de 8 pies. El diámetro de la envolvente es de 19.25 pulgadas. Hay un paso por los tubos. La recirculación es de 45 a 1.

Ejemplo 6.

Encuentre el factor de ensuciamiento permisible en el rehervidor de marmita que se describe a continuación :

Diámetro del haz de tubos	0.3843 m
Diámetro de la coraza	0.6344 m
Diámetro externo de los tubos	0.0254 m
Diámetro interno de los tubos	0.02119 m
Espaciamiento entre tubos P_T	0-03175 m

Arreglo de los tubos $\alpha = 90^\circ$ cuadrado rotado

Número de tubos = 68

Número de pasos = 6

Área de transferencia = 19.907 m²

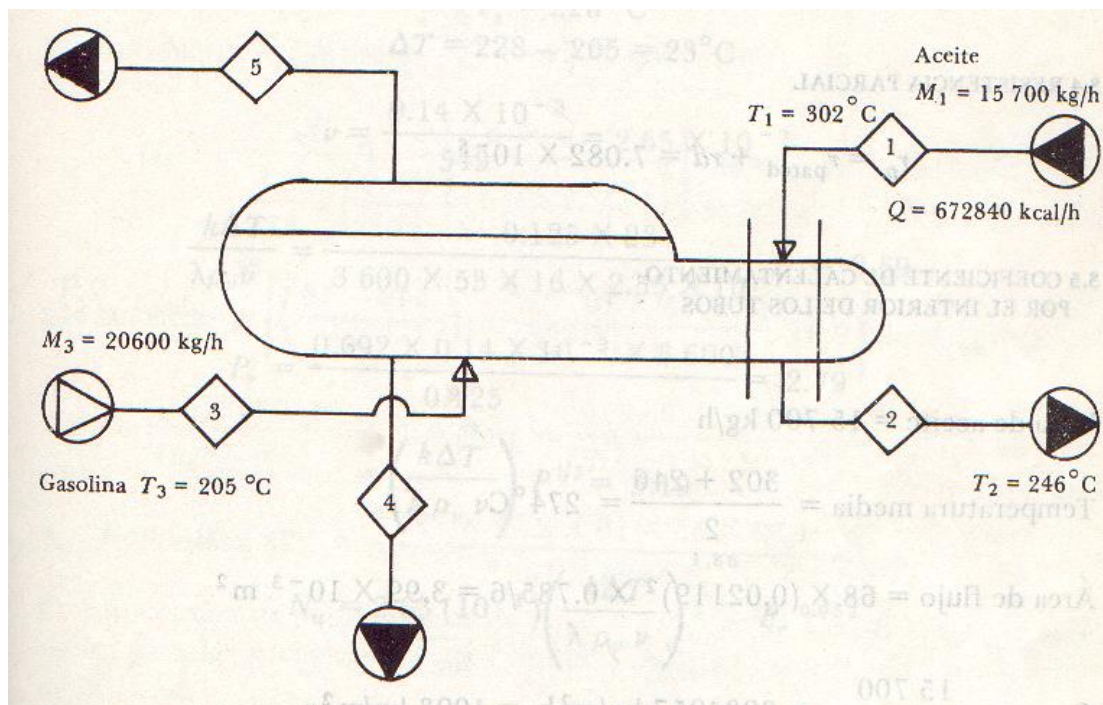
Material de los tubos = acero al carbón $k = 38 \text{ kcal / h m }^\circ\text{C}$

Calor requerido = 672 840 kcal / h

	Fluido hirviente = gasolina de 65 ° API	Fluido calentante = Aceite de 28 ° API
Presión en atm	14.5	9.8
Temperatura en ° C	205	302 - 246
Densidad del líquido en kg / m ³	549	
Densidad del vapor en kg / m ³	16	
Cp del líquido en kcal /kg °	0.692	0.65

C		
Viscosidad del líquido en cps	0.14	0.27
K del líquido en kcal / h m ° C	0.125	0.15
Calor latente en kcal /kg	53	
Tensión superficial kg /m	2.54×10^{-3}	
Caudal en kg /h	20 600	15 700

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

Se usará el método desarrollado por J.W. Palen y W.M.Small.

3.- Cálculos.

3.1.- Diferencia media de temperaturas.

$$\Delta T_m = \frac{(302 - 205) - (246 - 205)}{\ln \frac{302 - 205}{246 - 205}} = 65^\circ C$$

3.2.- Factor de ensuciamiento.

Para comenzar supondremos la unidad limpia $R_d = 0$, después se calculará el ensuciamiento permisible.

3.3.- Resistencia de la pared.

$$R_{pared} = \frac{(0.0254 - 0.02119)(0.0254) \ln \frac{0.0254}{0.02119}}{2 \times 38 \times (0.0254 - 0.018)} = 7.082 \times 10^{-5} \frac{hm^2 \circ C}{kcal}$$

3.4.- Resistencia parcial

$$R_p = R_{pared} + R_d = 7.082 \times 10^{-5}$$

3.5.- Coeficiente de calentamiento por el interior de los tubos.

Masa de aceite = 15 700 kg /h

Temperatura media = 0.5 (302+246)=274 ° C

Área de flujo = 68 x (0.02119)² x(0.785) / 6 = 3.99 x 10⁻³ m²

$$G_T = \frac{15700}{3.99 \times 10^{-3}} = 3934957 \frac{kg}{hm^2} = 1093 \frac{kg}{m^2 s}$$

$$Re_T = \frac{0.02119 \times 1093}{0.27 \times 10^{-3}} = 85780$$

$$Pr = \frac{0.65(0.27 \times 10^{-3})3600}{0.15} = 4.212$$

$$h_i = 2740 \frac{kcal}{hm^2 \circ C}$$

3.6.- Coeficiente de ebullición para un solo tubo.

Si $h_i = 2740$ y $h_o = 5500$

$$2740(274 - T_s) = 5500(T_s - 205)$$

$T_s = 228$ ° C

$$\Delta T = 228 - 205 = 23$$
 ° C

$$\nu = \frac{0.14 \times 10^{-3}}{549} = 2.55 \times 10^{-7}$$

$$\frac{k \Delta T}{\lambda \rho_G \nu} = \frac{0.125 \times 23}{3600 \times 53 \times 16 \times 2.55 \times 10^{-7}} = 3.69$$

$$Pr = \frac{0.692 \times 0.14 \times 10^{-3} \times 3600}{0.125} = 2.79$$

$$\left(\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} \right) \text{Pr}^{0.33} = 5.19$$

$$\text{Nu} = 2.63(10^{-3}) \left(\frac{k\Delta T}{\lambda \rho_G \nu} \right)^{1.86} \text{Pr}^{0.952} = 0.0792$$

$$\text{Nu} = \frac{ho\lambda}{k} ; \lambda = \frac{Cp \rho \sigma Te}{(\lambda \rho_G)^2}$$

$$\sigma = 2.54 \times 10^{-3} \frac{\bar{k}g}{m} = 0.0249 \frac{N}{m}$$

$$\lambda = \frac{0.692 \times 549 \times 0.0249 \times 478}{(53 \times 16)^2 (4185)} = 1.5025 \times 10^{-6} m$$

$$ho = \frac{0.0792 \times 0.125}{1.5025 \times 10^{-6}} = 6589 \frac{kcal}{hm^2 \circ C}$$

$$Uo = \frac{1}{\frac{1}{6589} + \frac{0.0254}{0.02119} \times \frac{1}{2740} + 7.082 \times 10^{-5}} = 1515$$

$$\Delta T_b = \frac{1515}{6589} \times 65 = 14.945 \circ C$$

3.7.- Flujo máximo de calor en un tubo.

$$q_{cr} = \text{Re}_{cr} \frac{\lambda \rho_G \nu}{\lambda}$$

$$\text{Re}_{Cr} = 68 \left[g \frac{\lambda^3}{\nu^2} \times \frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_L} \right]^{\frac{4}{9}} \text{Pr}^{-0.33}$$

$$\text{Re}_{Cr} = 68 \left[9.81 \frac{(1.5025 \times 10^{-6})^3}{(2.55 \times 10^{-7})^2} \left(\frac{549 - 16}{549} \right) \right]^{\frac{4}{9}} 2.79^{-0.33} = 1.59$$

$$q_{Cr} = \frac{1.59 \times 53 \times 16 \times 2.55 \times 10^{-7}}{1.5025 \times 10^{-6}} = 228 \frac{kcal}{s m^2} = 823798 \frac{kcal}{hm^2}$$

$$q = 1515 (65) = 98475 \text{ kcal / h m}^2$$

Por lo tanto estamos lejos del flujo crítico.

3-4.- Coeficiente para el haz de tubos.

$$N_{rv} = \frac{0.3843}{2(0.03175)\cos 45^\circ} \cong 9$$

$$a_o = 0.0254 (3.14) = 0.0797 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$G = \frac{a_o U \Delta T}{\lambda(P_T - D_o)} = 23336.71 \frac{\text{kg}}{\text{hm}^2}$$

$$BCF = 0.714 \left(\frac{0.03175 - 0.0254}{0.0305} \right)^{0.86 \times 10^{-5} (23336.71)} \times \left(\frac{1}{9} \right)^{-0.24 \left[1.78 + \ln \frac{1}{9} \right]} = 0.2599$$

$$h_b = h_1(BCF) = 6589 (0.2599) = 1713 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.9.- Coeficiente total limpio.

$$U_b = \frac{1}{\frac{1}{1713} + \frac{0.0254}{0.02119} \times \frac{1}{2740} + 7.082 \times 10^{-5}} = 915.69$$

3.10.- Coeficiente de ensuciamiento permisible.

$$U_b = \frac{672840}{19.907(65)} = 519.987$$

$$Rd = \frac{915.69 - 519.987}{915.69 \times 519.987} = 8.31 \times 10^{-5}$$

4.-Resultado.

El ensuciamiento permisible es de $8.31 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$ lo que es suficiente para las suciedades de dos líquidos orgánicos con Rd de $2 \text{ a } 3 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} / \text{kcal}$.

Problemas de autoevaluación

Problema 1.

A un rehervidor de marmita entran $20\,000 \text{ kg / h}$ de unos fondos con 65° API de densidad y con un rango de ebullición alrededor de 205° C . En el rehervidor se deben formar $12\,700 \text{ kg / h}$ de vapor a 13.6 kg / cm^2 . Para suministrar el calor se cuenta con un aceite de 28° API que pasa de $300 \text{ a } 246^\circ \text{ C}$ a la presión de 8.2 kg / cm^2 . En el aparato se permitirá una caída de presión de 0.7 kg / cm^2 . Para este servicio se cuenta con un rehervidor de marmita de 25 pulgadas de diámetro, el cual contiene un haz de tubos circular de 15.25 pulgadas. El haz contiene 68 tubos de una pulgada, 14 BWG y de 12 pies de largo montados en arreglo cuadrado de 1.25 pulgadas y con 6 pasos.

¿Podrá trabajar el aparato ¿Cuál será el coeficiente?

R.- Si podrá trabajar con un coeficiente de $520 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Problema 2.

Un rehervidor de termosifón vertical debe generar $18500 \text{ kg} / \text{h}$ de vapores de butano a 18.7 atm y $109 \text{ } ^\circ\text{C}$. Para calentar se usará vapor de $9.5 \text{ kg} / \text{cm}^2 \text{ abs}$. Se deberá usar una relación de recirculación de 4. ¿Cuál es el rehervidor requerido si se usan tubos de $\frac{3}{4}$ de pulgadas, 16 BWG en arreglo triangular de una pulgada?

R. Se requieren 151 tubos de 12 pies. El diámetro de la envolvente será de 15.25 pulgadas.

Problema 3.

Una columna de destilación procesa $2270 \text{ kg} / \text{h}$ de una solución de metanol y agua que contiene 50% en peso de metanol a $27 \text{ } ^\circ\text{C}$ la destilación se lleva a cabo a 1 atm de presión para dar como resultado un destilado con 95 % de metanol y un residuo de 1 & de metanol en peso. La alimentación se precalienta intercambiando calor con el residuo que deja el sistema a $38 \text{ } ^\circ\text{C}$. El destilado se condensa totalmente y el reflujo se extrae a su punto de ebullición. Se usará una relación de 1.5 veces el reflujo mínimo. Si se utiliza un rehervidor de termosifón ¿De qué tamaño será?

R.- Se deberán vaporizar $1386 \text{ kg} / \text{h}$ de agua a $99 \text{ } ^\circ\text{C}$. Se utilizarán $1431 \text{ kg} / \text{h}$ de vapor de agua a $1.95 \text{ kg} / \text{cm}^2$. La relación de recirculación es de 200:1. Se requieren 177 tubos de una pulgada 12 BWG y 8 pies de largo. El diámetro de la envolvente será de 21.25 pulgadas. Los tubos estarán en arreglo cuadrado de 1.25 pulgadas.

Problema 4.

Calcule un rehervidor tipo marmita para evaporar $11500 \text{ kg} / \text{h}$ de tetracloruro de carbono a la presión de 3.75 atm , utilizando vapor como medio calentante.

R.- El diámetro del domo será de 0.56 m. Se requieren 72 tubos de $1\frac{1}{4}$ 16 BWG de 2 metros de largo en arreglo triangular de 1.5 pulgadas. Se requieren transferir $485403 \text{ kcal} / \text{h}$.

Problema 5.

Determine el coeficiente total de transferencia de calor en un rehervidor en el que hierve alcohol etílico mediante vapor de agua a 3 atm . El alcohol hierve en un espacio grande a la presión de una atmósfera. El vapor de calentamiento se condensa dentro de tubos horizontales de 51 mm de diámetro, 3 mm de espesor y 1.6 m de longitud.

R.- El coeficiente es de alrededor de $860 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Problema 6.

Dentro de los tubos de un evaporador de 4 m de altura hierve una solución acuosa de NH_4NO_3 al 20 %. La presión dentro del evaporador es de 0.64 atm absolutas y la temperatura de $80 \text{ } ^\circ\text{C}$. El vapor de calentamiento está a la presión de 1.1 atm absolutas.

Determine el coeficiente total de transferencia de calor , tomando en cuenta las resistencias por suciedad y si el tubo es de una y media pulgada con 2 mm de espesor.

R.- 825 kcal /h m²°C.

Problema 7.

Se deben tratar 17500 kg /h de un aceite con 60 ° API y 157 ° C en rehervidor de termosifón para producir 13 000 kg /h de vapores a 168 ° C y a una presión de 1.4 kg / cm² absolutos . El calor será suministrado por un aceite que está a 28 ° API y que pasa de 275 a 205 ° C.

Para el servicio se dispone de un intercambiador de 21.25 pulgadas que contiene 116 tubos de una pulgada, 14 BWG y 12 pies de largo en un arreglo cuadrado de 1.25 pulgadas.

El intercambiador es 1-8.

¿Cuál es el calor intercambiado? ¿Cuánto aceite se requiere?

Datos.

Entalpia del líquido 157 °C 132 kcal /kg

Entalpia del vapor a 168 ° C 209

Entalpia del líquido a 168 ° C 140 kcal /kg

Capacidad calorífica del aceite 0.66 kcal /kg ° C

R.- 1 055 800 kcal /h. Se requieren 23 000 kg /h de aceite.

Problema 8.

¿Cuál es el coeficiente en el problema anterior?

R.- El coeficiente es de 442 kcal /h m²° C

Problema 9.

A un rehervidor de termosifón se le introducen 20000 kg /h de una gasolina con 65 ° API los que hierven a 205 ° C. En el rehervidor se deben producir 12 700 kg /h de vapores a una presión de operación de 13.6 kg / cm² absolutos. El calor es suministrado por un aceite de 28 ° API que se enfría de 300 a 246 ° C y a 8.1 kg / cm² absolutos. Se permitirá una caída de presión de 0.7 kg / cm².

Para el servicio se dispone de un rehervidor de marmita de 25 pulgadas que contiene un haz de tubos de 15.25 pulgadas. El haz contiene 68 tubos de una pulgada , 14 BWG y 12 pies de longitud en arreglo cuadrado de 1.25 pulgadas.

¿Cuál es el coeficiente limpio?¿Cuál es el coeficiente sucio?

Datos .

	Fluido hirviente 65 ° API	Fluido calentante 28 ° API
Presión en kg / cm ²	13.6	8.2
Temperatura en °C	205	300- 246
Densidad del líquido en kg / m ³	549	
Densidad del vapor en kg / m ³	16	
Viscosidad del líquido en cps	0.14	0.27
Cp del líquido en kcal /kg ° C	0.692	0.65

Conductividad térmica del líquido en kcal /h m ° C	0.125	0.15
Calor latente en kcal /kg	53	
Tensión superficial kg / m	2.54×10^{-3}	

Entalpia de la gasolina líquida a 205 ° C 160 kcal /kg

Entalpia de los vapores a 205 ° C 214 kcal /kg

R.-El coeficiente limpio es de 741 kcal /h m² ° C. El coeficiente sucio es de 512.

Problema 10.

¿Cuál será el coeficiente de transferencia de calor para el alcohol etílico que se evapora en un rehervidor tipo marmita a la presión de una atmósfera? La temperatura de la pared de los tubos calentadores de 100 ° C. La temperatura del alcohol etílico a 1 atm es de 78.4 ° C.

Problema 11.

¿Cuál será el coeficiente de transferencia de calor para una solución acuosa que se evapora en un rehervidor tipo marmita a la presión de una atmósfera? La temperatura en la pared de los tubos calentadores es de 110 ° C y la temperatura de ebullición de la solución de 80 ° C,

Problema 12.

Se desean producir 9000 kg /h de vapores de butano a 19 kg / cm² abs.. El butano entra al rehervidor a 24 ° C y hervirá a 113 ° C. Para el calentamiento se dispone de vapor de agua a 6.8 kg / cm². Para prevenir la vaporización total en la envolvente , el líquido total que entre al vaporizador será de 11500 kg /h, ¿Cuál será el rehervidor de marmita apropiado apropiado?

Problema 13.

Para el sistema del problema anterior se dispone de un intercambiador 1-2 de 15.25 pulgadas de coraza con 76 tubos de una pulgada , 16 BWG y 16 pies de largo, arreglado en arreglo cuadrado con espaciamento de 1.25 pulgadas y dos pasos por los tubos. Los deflectores están espaciados a 5 pulgadas. ¿Servirá el cambiador?

Problema 14.

Se desean producir 9000 kg /h de vapores de hexano a partir de un líquido que está a 38 ° C y 6 atm abs. El calor se suministra mediante vapor de agua a 175 ° C. En la fábrica se tiene un intercambiador 1-2 de 17.25 pulgadas de diámetro de coraza el que contiene 160 tubos de ¾ de pulgada, 16 BWG y 16 pies de largo, dispuesto en dos pasos en arreglo cuadrado de una pulgada. Los deflectores de la coraza están espaciados a 16 pulgadas. ¿Servirá el cambiador para este servicio?

Problema 15.

A partir de 18000 kg / h de hexano a su punto de burbuja a 7 atm abs se deben vaporizar 13000 kg /h. El calor de vaporización lo suministrará vapor de agua a 200 ° C

En la fábrica se tiene un intercambiador 1-2 de 19.25 pulgadas de coraza que contiene 132 tubos de una pulgada , 14 BWG y 16 pies de largo dispuestos en dos pasos y en arreglo cuadrado de 1 ¼ de pulgada . Los deflectores de la coraza estarán espaciados a 12 pulgadas ¿Servirá este cambiador?

Problema 16.

20 000 kg /h de octano entran a un rehervidor horizontal de termosifón de un paso. 14000 kg /h se vaporizan a la presión de 2 atm. Para ello se usa vapor de agua a 130 ° C. Se dispone para este servicio de un termosifón horizontal de 25 pulgadas de coraza con 324 tubos de ¾ de pulgada , 16 BWG y 12 pies de largo, en arreglo cuadrado de una pulgada . ¿Es satisfactorio este cambiador?

Problema 17.

Un rehervidor vertical de termosifón debe generar 54000 kg /h de vapores de butano a 9 kg / cm² (el punto de ebullición es de 81 ° C y el calor latente del butano de 68 Kcal /kg). Se utilizará vapor de agua para calentamiento a 1.81 kg / cm².

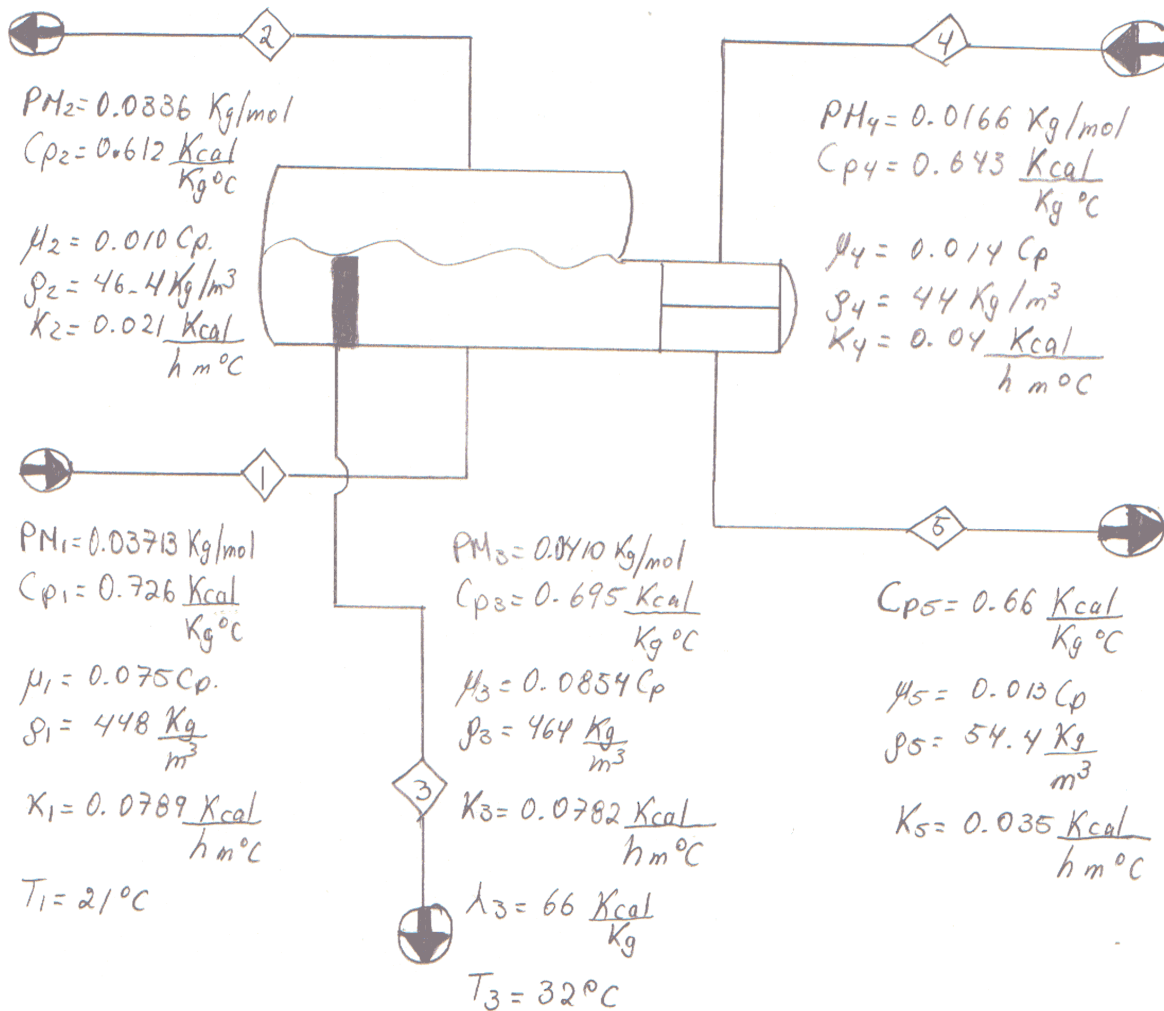
Se dispone de un intercambiador 1-1 de 35 pulgadas que contiene 900 tubos de ¾ , 16 BWG y 16 pies de largo en arreglo triangular de una pulgada. ¿Cuál es la relación de recirculación?

Problema 18.

Para el problema anterior ¿Cuál será el termosifón vertical que pueda dar una relación de recirculación de 4:1 si el vapor de calentamiento está a 120 ° C?

Problema 19.

Diseñe un rehervidor tipo marmita en el cual entran 160 000 kg /h a una temperatura de 21 ° C y una presión de 24 atm. De la entrada debe vaporizarse 75 000 kg /h a la temperatura de 32 ° C y el resto saldrá como producto. Para calentar se usará un gas residual que entrará a 97 ° C y saldrá a 43 ° C..



R.- Se requieren 1247 tubos de $\frac{3}{4}$ 16 BWG , de 6.1 metros. El diámetro de la envolvente es de 1 m y el del domo de 1.651 m . Los tubos están arreglados en dos pasos y en arreglo triangular.

Problema 20.

En el problema anterior ¿Cuál fue el coeficiente total de transferencia de calor?

¿Cuánto calor se intercambió?

¿Cuál fue la diferencia logarítmica de temperaturas?

R.- Se intercambian 5 907 553 kcal /h. El coeficiente total es de 440 kcal / h m²°C. La diferencia logarítmica de temperaturas es de 39.7 °C.

Problema 21.

En una planta petroquímica se manejan 248.43 kg mol /h de una mezcla de metanol y agua con 0.2976 en fracción mol de metanol a su punto de ebullición a 1 atm. Se desea un destilado con 96 % en peso de metanol y unos fondos con 4 % en peso. Se trabaja a un reflujo de 2.5 ¿Cuál será la cantidad de líquido que llega al rehervidor? ¿Qué cantidad de

vapores se producen ¿Qué cantidad de líquido sale del rehervidor? ¿Qué cantidad de vapor de agua se requiere?. Para el calentamiento se empleará vapor de $3.6 \text{ kg} / \text{cm}^2 \text{ abs.}$ Consulte en método de Mc Cabe – Thiele o el método de Ponchon – Savarit.

R.-Al rehervidor entran $412.9 \text{ kg mol} / \text{h}$ de líquido a 90° C . En el rehervidor se evaporan $229.97 \text{ kg mol} / \text{h}$. y salen como producto de fondos $1687 \text{ kg mol} / \text{h}$. Se requieren $4313 \text{ kg} / \text{h}$ de vapor de agua.

Problema 22.

Para el problema anterior ¿Cuál será el rehervidor necesario si se trabaja a un reflujo del 2.5? Tómense las corrientes como si fueran agua pura.

R.- Se requieren 150 tubos de $\frac{3}{4}$, 14 BWG de 16 pies de largo y en arreglo triangular con espaciamiento de una pulgada. El diámetro de la envolvente es de 33 pulgadas.

Problema 23.

Del fondo de una columna de destilación se obtienen $10\,000 \text{ kg} / \text{h}$ de una mezcla que puede considerarse como ciclohexano puro. Se debe diseñar un evaporador tipo marmita para producir $6810 \text{ kg} / \text{h}$ de vapores de ciclohexano a partir de ese líquido. La columna operará a la presión de 740 mm de Hg que corresponden a una ebullición isotérmica de 80° C . Para el calentamiento se cuenta con vapor de $1 \text{ kg} / \text{cm}^2$ de presión absoluta. Para el diseño se usarán tubos de acero de 16 BWG con diámetro externo de $\frac{3}{4}$ de pulgada. Los tubos tienen una longitud de 3.065 m y se colocarán en arreglo triangular con espaciamiento de una pulgada.

R.- Se requiere un diámetro del domo de 25.4 pulgadas en el que hay 138 tubos.

Problema 24.

¿Cuál es el coeficiente para un tubo y cual el coeficiente para el haz para el problema anterior?

R.- El coeficiente para un tubo es de 1391 y el coeficiente para el haz de $1134 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ }^\circ \text{ C}$.

Capítulo VIII

Cambiadores de calor de flujo cruzado.



Cambiadores de calor de flujo cruzado

Introducción

En muchas aplicaciones prácticas, sobre todo en el calentamiento y enfriamiento de gases, es más usual el empleo de cambiadores de flujo cruzado. Este tipo de cambiadores también suele llamarse radiadores, soloaires, etc.

En esos cambiadores uno de los flujos pasa en flujo perpendicular a un banco de tubos calentándose o enfriándose al cruzarlo. El otro fluido pasa por el interior de los tubos que forman el banco de tubos. El número de tubos, así como la profundidad del banco de tubos está en relación con la temperatura deseada de la corriente de salida y con la cantidad de calor que se desea transferir.

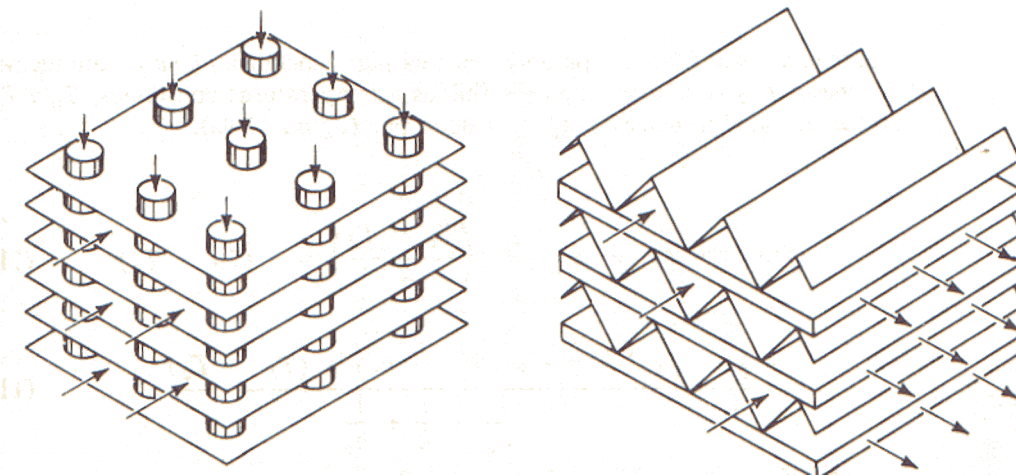


Fig.1.- Intercambiadores de calor de flujo cruzado

Diseño

En este tipo de cambiadores de calor la ecuación de diseño es :

$$Q = U_o A_o \Delta T_m Y$$

En donde ΔT_m se calcula como si el cambiador funcionara en un arreglo a contracorriente. El factor Y es una corrección por flujo cruzado y por el número de pasos.

Para calcularlo se deben obtener los parámetros siguientes:

$$X = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad Z = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Con la ayuda de las relaciones anteriores el valor de Y se obtiene a partir de gráficas como las que se muestran a continuación.

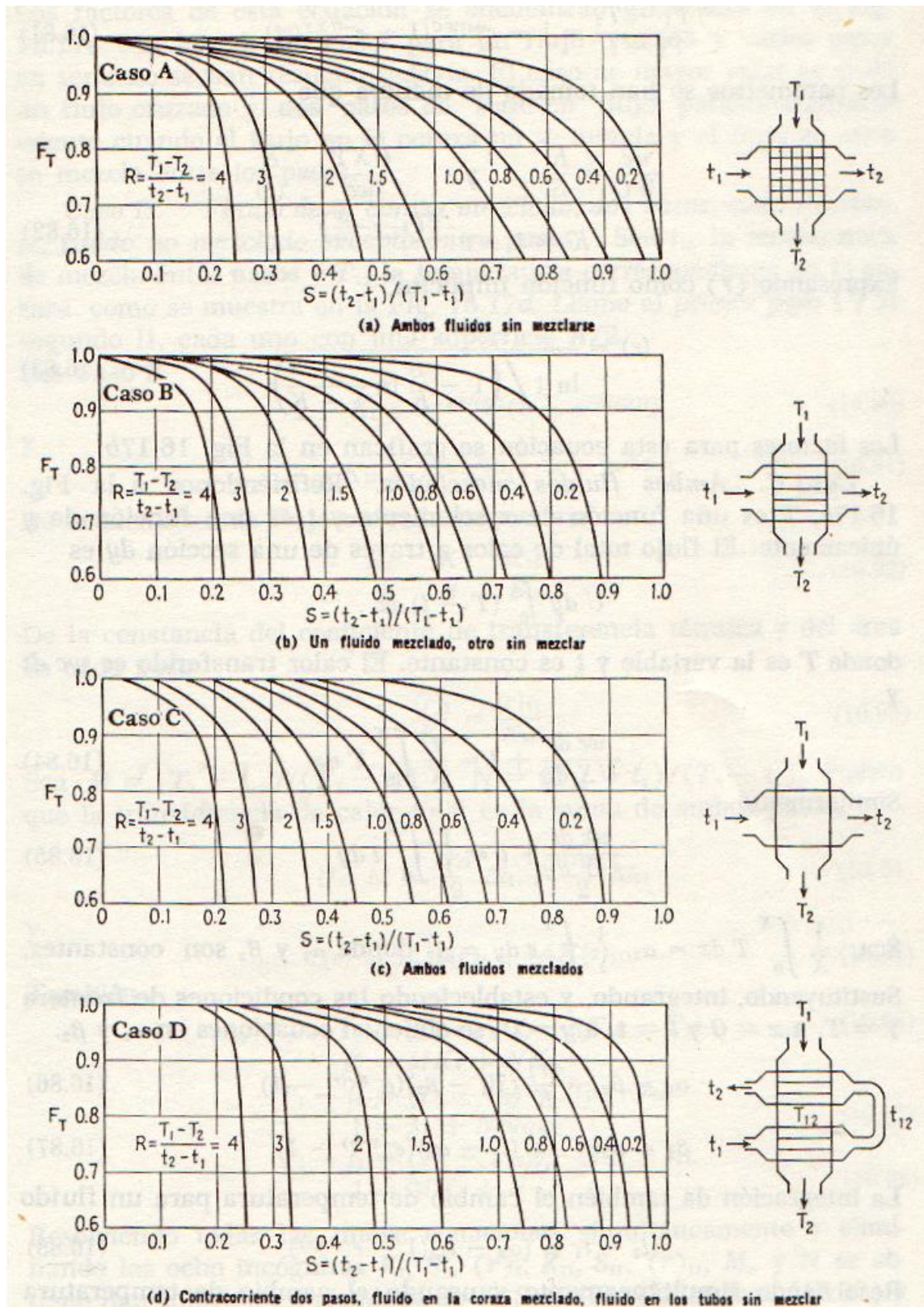



Fig.2.- Graficas para obtener el factor Y

Coefficientes de transferencia de calor en bancos de tubos

Para calentar o enfriar fluidos que pasan con flujo normal a bancos de tubos lisos con menos de 10 hileras de profundidad se aplica la ecuación :

$$\frac{h_o D_o}{k} = a \left(\frac{D_o G_{\max}}{\mu} \right)^{0.6} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.33}$$

en donde a = 0.33 para arreglo en diamante 

a = 0.26 para arreglo cuadrado 

Para aire a la presión atmosférica

$h = 28.715 \frac{V^{0.6}}{D_o^{0.4}}$ la ecuación anterior se aplica para arreglo triangular

en donde h = kcal / h m² °C , V en m/s y D en cm

Para arreglo cuadrado multiplique el valor anterior por 0.79.

Para agua :

$$h = 5335(1 + 0.019T) \frac{V_{\max}^{0.6}}{D_o^{0.4}}$$

V en m/s , D_o en cm , T en ° C y h en kcal / h m²°C

Superficies extendidas

Cuando el coeficiente del lado externo del tubo metálico es mucho menor que el coeficiente interno, como sucede en el caso de que se condense vapor de agua en el interior de un tubo que se utiliza para calentar aire, las superficie externas aletadas (también llamadas superficies extendidas) son de mucha utilidad para aumentar sustancialmente la cantidad de calor transferida por unidad de superficie.

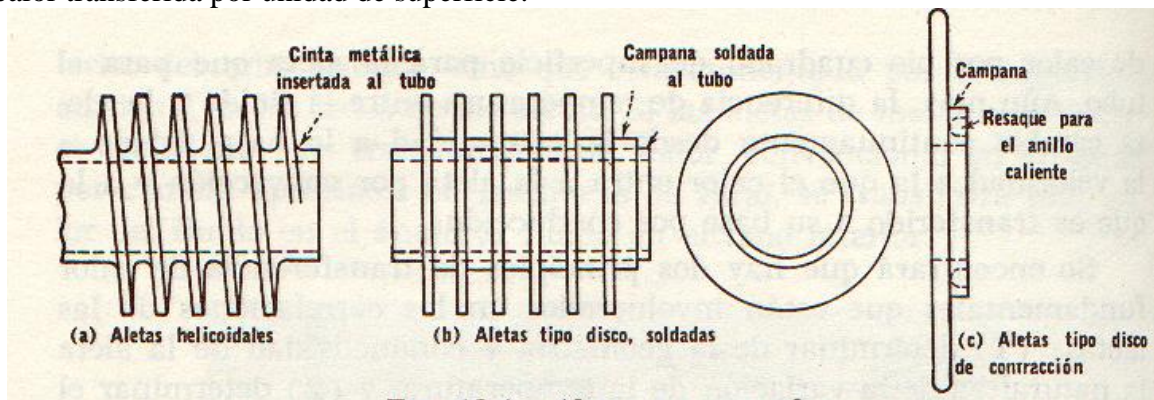


Fig. 3.- Tipos de aletas transversales.

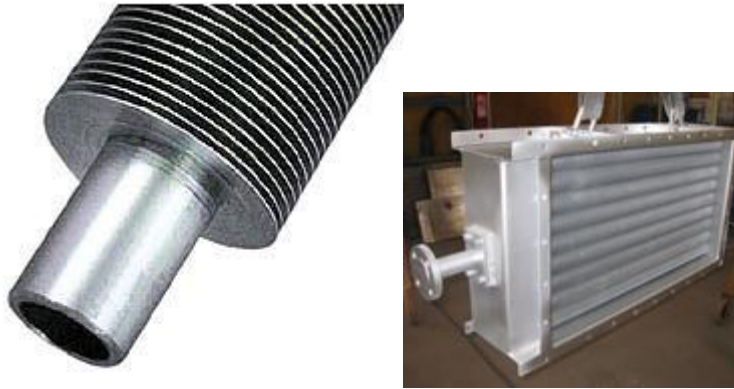


Fig.4 Tubo aletado.

Cuando los bancos de tubos tienen aletas transversales el coeficiente viene dado por :

$$Nu = C \left(\frac{d}{t} \right)^{-0.54} \left(\frac{x}{t} \right)^{-0.14} Re^n Pr^{0.4}$$

d = diámetro del tubo en m
 t = paso de la aleta en m
 $x = \frac{D-d}{2}$ = altura de la aleta en m

Para haces con disposición cuadrangular de los tubos

$C= 0.116$ y $n = 0.72$

Para haces con arreglo triangular

$C= 0.25$ y $n = 0.65$

La fórmula es aplicable para Reynolds de 3000 a 25 000 y

$$3 < \frac{d}{5} < 4.8$$

$$Nu = \frac{hf d}{k} \quad Re = \frac{d V \max \rho}{\mu}$$

Otra fórmula que puede emplearse es :

$$\frac{hf d}{k} = K \left(\frac{d V \max \rho}{\mu} \right)^{0.625} Rf^{-0.375} Pr^{0.33}$$

en donde K = 0.45 para arreglo triangular y 0.3 para arreglo cuadrado.

Rf es la relación del área total externa con todo y aletas al área de tubo similar pero sin aletas.

Las propiedades del fluido en las correlaciones anteriores se calcula a partir de :

$$Tf = \frac{Ts + Tm}{2}$$

en donde Ts es la temperatura en la superficie metálica y Tm la temperatura media del fluido dada por:

$$Tm = \frac{T_1 - T_2}{2}$$

siendo T₁ y T₂ las temperaturas de entrada y salida del fluido.

En el caso de algunos cambiadores comerciales se dispone de gráficas o de correlaciones especiales para obtener los coeficientes. Una de esas gráficas es la siguiente:

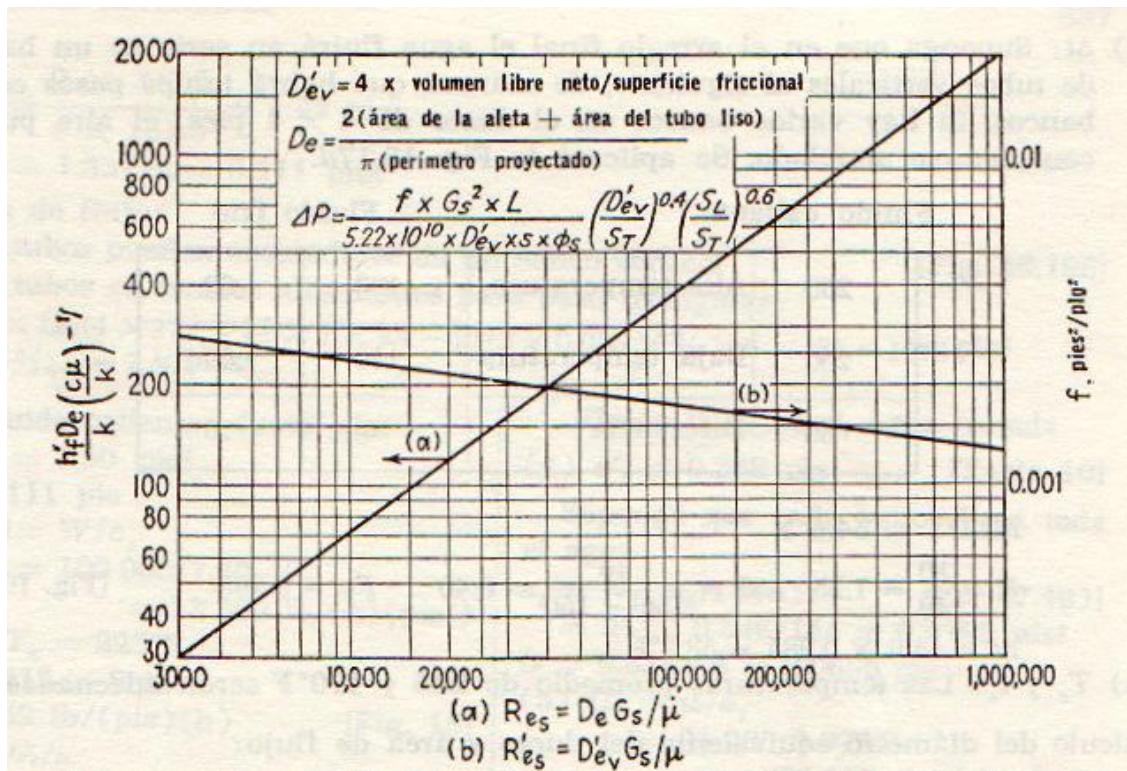


Fig. 5.-Coeficientes de transferencia de calor y factor de fricción para bancos aletados

Como ya se indicó en otro capítulo, en el caso de las aletas, la superficie de estas no está a una temperatura uniforme o semejante a la de la superficie del tubo, por lo que se usa la llamada eficiencia de aleta Ω que mide el calor transmitido por la aleta en relación con el que transmitiría la misma área de tubo liso.

Debido a la gran variedad de aletas, es conveniente utilizar para el cálculo de los cambiadores la fórmula:

$$Q = U_i A_i \Delta T_m$$

en donde :

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{fi}} + \frac{1}{h_i}}$$

$$h_i = \frac{h_i \times h_{di}}{h_i + h_{di}}$$

$$h_{fi} = (\Omega A_f + A_o) \frac{h_f'}{A_i}$$

$$h_f' = \frac{h_{do} \times h_f}{h_{do} + h_f}$$

en donde :

U_i = coeficiente total de transferencia de calor basado en el área interna del tubo interno.

Ω = eficiencia de aleta.

A_f = área de transferencia de calor de las aletas.

A_o = área de tubo sin aletas.

A_i = área interna de transferencia de calor.

h_i = coeficiente interno de transferencia de calor.

$h_{di} = \frac{1}{R_{di}}$; R_{di} = resistencia por suciedad interna.

$h_{do} = \frac{1}{R_{do}}$; R_{do} = resistencia por suciedad externa.

h_f = coeficiente externo de aletas

En los casos en que se requiere el diámetro equivalente, éste se calcula mediante :

$$D_e = 4 r_H$$

$$r_H = \frac{\text{Área de flujo}}{\text{Perímetro mojado de transferencia de calor}}$$

La eficiencia de aleta de obtiene a partir de gráficas como la siguiente:

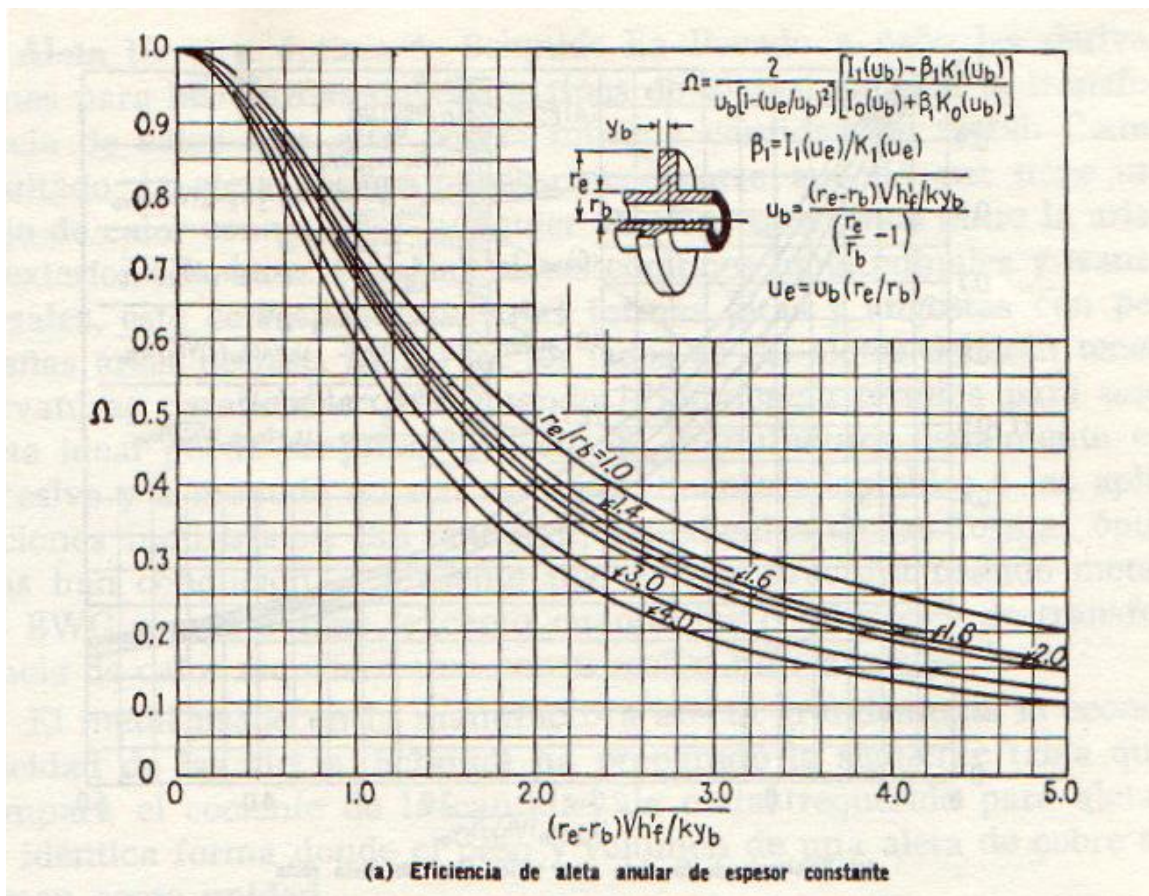


Fig.6.- Eficiencia de aleta.

Caídas de presión en bancos de tubos

En los cambiadores de calor y en los radiadores los fluidos tienen que moverse en dirección normal a un banco de tubos, tal como se ilustra en las figuras siguientes.

Arreglo cuadrado o en línea

Arreglo triangular en tresbolillo o escalonado

Para haces con disposición cuadrada:

$$\frac{\Delta P}{\rho V^2} = (3 + 4.5m) \left(\frac{P_T}{D_0} \right)^{-0.23} Re^{-0.26}$$

$$Re = \frac{De G_{\text{máx}}}{\mu}$$

$$De = \frac{D_S - N_T D_0^2}{D_S + N_T D_0}$$

En donde :

D_S = diámetro interno del banco de tubos.

N_T = Número de tubos.

m = número de hileras o filas de tubos en el haz en dirección del movimiento del flujo.

P_T = distancia de centro a centro, espaciamiento o pitch.

Para haces con arreglo triangular:

$$Si \frac{P_{T1}}{D_0} < \frac{P_{T2}}{D_0}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho V^2} = (2 + 3.3m) Re^{-0.28}$$

$$Si \frac{P_{T1}}{D_0} > \frac{P_{T2}}{D_0}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho V^2} = (2.7 + 1.7m) Re^{-0.28}$$

La velocidad de flujo se calcula con la velocidad máxima que es la que tiene el fluido en la parte más estrecha del haz AB. Los valores de las variables se toman a la temperatura media del fluido.

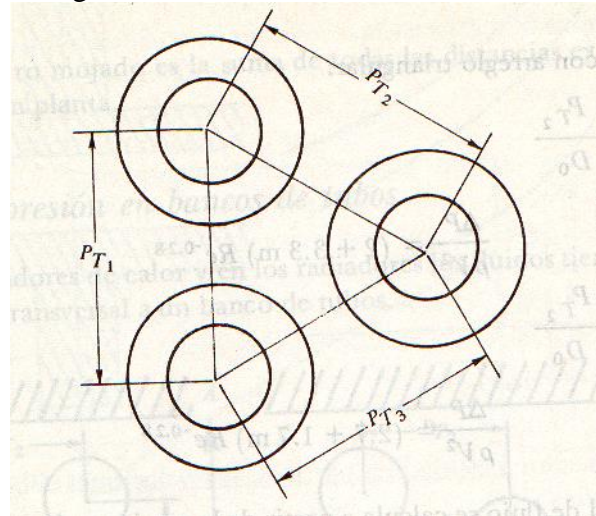
En el caso de bancos de tubos aletados, la caída de presión se debe obtener a partir de :

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{f G^2 L}{2 g c D_e \rho^2} \left(\frac{D_e}{P_{T1}} \right)^{0.4} \left(\frac{P_{T1}}{P_{T2}} \right)^{0.6}$$

L = Longitud de paso por los tubos

De = diámetro equivalente

fs = factor de fricción el cual se obtiene a partir de gráficas.



¿Cuáles son las aletas comerciales más usadas?

¿Qué tipos de aletas se utilizan en los radiadores de los automóviles?

¿Qué es un sobrecalentador?

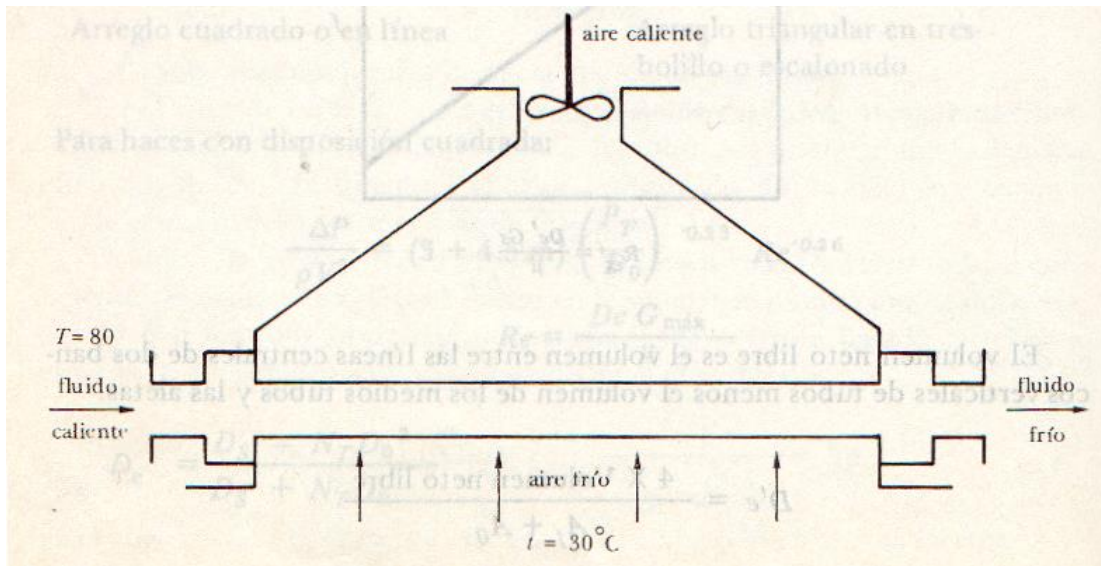
¿Qué tipos de aletas se utilizan en los condensadores de los refrigeradores?

¿Qué es un soloaire?

Ejemplo 1.

Un enfriador a base de aire se diseña con una temperatura de 30 °C y una temperatura del vapor que se va a condensar a 80 °C. Calcule la sobrecapacidad que tendrá el enfriador si la temperatura del aire baja a 10 °C.

1.-Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Sobrecapacidad

$$Q_1 = U_1 A_1 \Delta T_1$$

$$Q_2 = U_2 A_2 \Delta T_2$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{U_1 A_1 \Delta T_1}{U_2 A_2 \Delta T_2}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Sobrecapacidad.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{(80-30)}{(80-10)} = \frac{50}{70}$$

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{70}{50} \right) = 1.4 Q_1$$

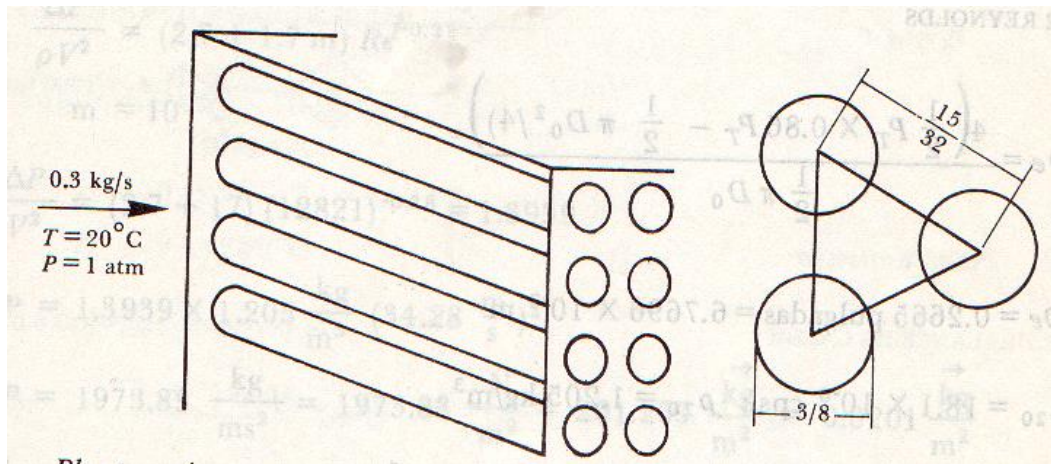
4.- Resultado.

Si la temperatura baja a 10 ° C habrá 40 % más de capacidad.

Ejemplo 2.

Un banco de tubos está formado por diez hileras de 10 tubos. Los tubos son de 3/8 de pulgada y de un pie de longitud y están colocados en arreglo triangular con espaciamento de 15/32 de pulgada. Por el banco pasa aire a 20 ° C y 1 atm a razón de 0.3 kg / s. ¿Cuál será ΔP esperada?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Caída de presión.

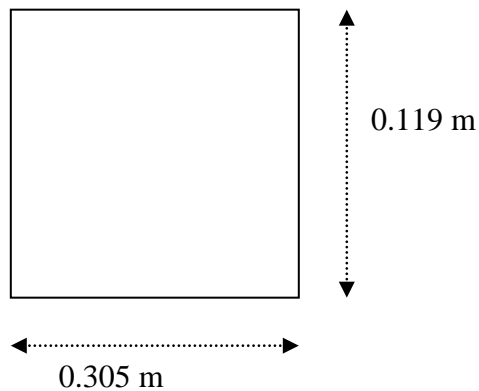
$$\frac{P_{T1}}{Do} < \frac{P_{T2}}{Do} ; \frac{\Delta P}{\rho V^2} = (2 + 3.3 m) Re^{-0.28}$$

$$\text{Si } \frac{P_{T1}}{Do} > \frac{P_{T2}}{Do} ; \frac{\Delta P}{\rho V^2} = (2.7 + 1.7 m) Re^{-0.28}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Área mínima de flujo.

Con el arreglo dado.



$$10 \times \frac{15}{32} \times 0.0254 = 0.119m$$

Área de flujo.

$$As = 0.119 \times 0.305 - 10 (3/8)(0.0254) \times 0.305 = 7.262 \times 10^{-3} m^2.$$

3.2.- Reynolds.

$$De = \frac{4 \left(0.5P_T \times 0.86P_T - 0.5\pi \frac{Do^2}{4} \right)}{0.5\pi Do} = 0.2665 \text{ pulgadas} = 6.7696 \times 10^{-3} \text{ m}$$

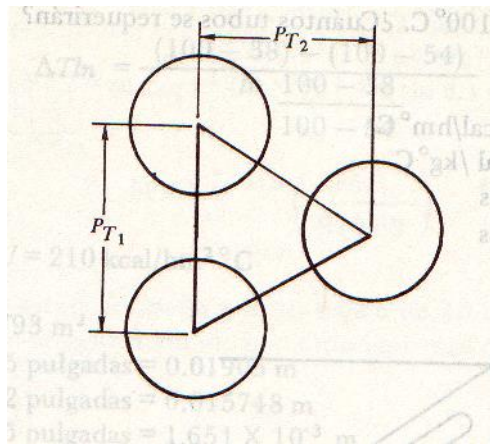
$$\mu_{20} = 18.1 \times 10^{-6} \text{ cps} ; \rho_{20} = 1.205 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Volumen} = 0.3 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \frac{\text{m}^3}{1.205 \text{kg}} = 0.24896 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Velocidad} = \frac{0.2489 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{7.262 \times 10^{-3} \text{m}^2} = 34.28 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re} = \frac{6.7696 \times 10^{-3} \times 34.28}{18.1 \times 10^{-6}} = 12821$$

3.3.- Caída de presión.



$$P_{T1} = 15 / 32 = 0.46875 \text{ pulgadas.}$$

$$P_{T2} = 0.4059 \text{ pulgadas.}$$

$$\frac{P_{T2}}{Do} = 1.0824 ; \frac{P_{T1}}{Do} = 1.25$$

$$\therefore \frac{\Delta P}{\rho V^2} = (2.7 + 1.7m) \text{Re}^{-0.28}$$

$$m = 10$$

$$\frac{\Delta P}{\rho V^2} = (2.7 + 17)(12821)^{-0.28} = 1.3939$$

$$\Delta P = 1.3939 \times 1.205 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(34.28 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 = 1973.83 \frac{\text{kg}}{\text{m s}^2} = 1973.83 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\Delta P = 201.209 \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{m}^2} = 0.0201 \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{m}^2}$$

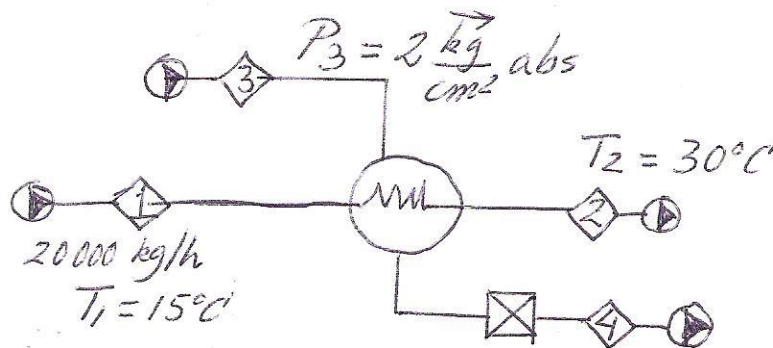
4.- Resultado.

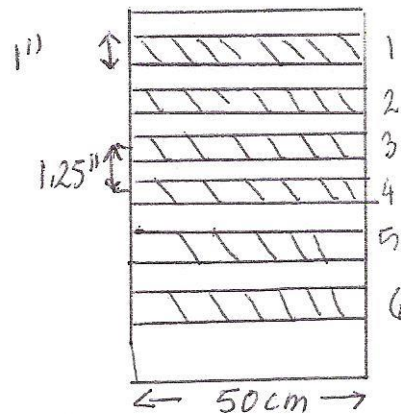
La caída de presión es de 0.0201 kg / cm²

Ejemplo 3.

Se desea calentar agua haciéndola pasar a través de un banco de tubos. Por dentro de los tubos pasará vapor de agua de 2 kg /cm² absolutos. Se desean calentar 20 000 kg /h de agua desde 15 hasta 30 °C. Se recomienda usar tubos de acero al carbón de 1 pulgadas 16BWG con 50 cm de largo en arreglo cuadrangular con espaciamiento de 1.25 pulgadas y se recomienda tener 6 tubos por hilera. Calcule el cambiador de flujo cruzado apropiado.

1.- Traducción.





2.- Cálculos.

2.1.- Balances de calor

Calor ganado = calor perdido

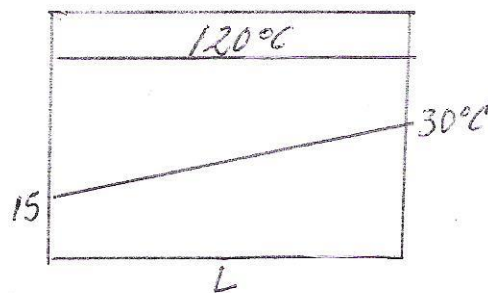
Calor ganado $Q = M_1 C_p (T_2 - T_1) = 20000 \text{ kg/h} (1 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}) (30 - 15) ^\circ\text{C} = 300\,000 \text{ kcal/h}$

Calor perdido = $300\,000 \text{ kcal/h} = M_3 \Delta H$

De las tablas de vapor, para un vapor de agua saturado a 2 kg/cm^2 de presión absoluta la temperatura es de 120°C y la entalpía de los vapores es de 646 kcal/kg y la de los condensados de 120 kcal/kg , por lo tanto:

$M_3 = 300\,000 / (646 - 120) = 570.34 \text{ kg/h}$

2.2.-Diferencias de temperaturas.



$\Delta T_1 = 105, \Delta T_2 = 90$

$\Delta T_{lm} = 97.3 ^\circ\text{C}$

2.3.- Distribución de los flujos.

Vapor de agua por dentro de los tubos

Agua por fuera de los tubos y en dirección normal a ellos.

2.4.- Caudal de agua.

Temperatura media del agua

$$T_m = (15+30)/2 = 22.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Densidad del agua a 22.5 ° C = 998.2 kg /m³

Caudal de agua

$$Ca = 20\ 000 \frac{kg}{h} \times \frac{1\ h}{3600\ s} \times \frac{m^3}{998\ kg} = 5.56 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

2.5.- Datos de los tubos y área de flujo para el paso del agua.

De las tablas

Para un tubo de 1 pulgada 16 BWG

$$DO = 0.0254\ m$$

$$DI = 0.0221\ m$$

$$X = 1.65 \times 10^{-3}\ m$$

Se colocarán 6 tubos con un pitch (espaciamiento) de 1.25 pulgadas, es decir con un claro de 0.25 pulgadas. El intercambiador tiene un ancho (por especificaciones del problema) de 0.5 m. Por lo tanto la altura del intercambiador será de 0.2 m

El área de flujo para el paso del agua será de:

$$Af = 0.2 \times 0.5 - (6 \times 1 \times 0.0254 \times 0.5) = 0.0238\ m^2$$

Por lo tanto la velocidad máxima del agua en el intercambiador será de:

$$u_{agua} = \frac{5.56 \times 10^{-3}\ m^3/s}{0.0238\ m^2} = 0.2336\ m/s$$

2.6.- Ecuación de diseño

$$Q = U_o A_o \Delta T_{lm} Y$$

$$Q = 300\ 000\ kcal/h$$

$$\Delta T_{lm} = 97.3\ ^\circ\text{C}$$

$$Y = 1$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{R_{di} D_i}{D_o} + \frac{D_i}{D_o h_i} + \frac{x D_o}{k D_{lm}}}$$

2.7.- Coeficientes de ensuciamiento.

De tablas.

Para agua de torre de enfriamiento tratada $R_{do} = 3 \times 10^{-4}$; Para vapor de agua libre de aceites $R_{di} = 6.14 \times 10^{-5}$.

2.8 Coeficiente interno h_i

Para vapor de agua que se condensa en el interior de tubos .Ver tablas.

$$h_i = 5000\ kcal/h\ m^2\ ^\circ\text{C}$$

2.9.- Coeficiente externo h_o

Para agua que pasa a través de bancos de tubos.

$$Nu = a \left(\frac{D_o G_{max}}{\mu} \right)^{0.6} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.33} = \frac{h_o D_o}{k}$$

En donde $a = 0.26$ para tubos en arreglo cuadrado.

Las propiedades se evalúan a $0.5 (T_s + T_m)$

Si hay menos de 10 hileras de profundidad se debe corregir el dato.

Para obtener G máxima se debe calcular el área mínima de flujo y con ello la velocidad máxima.

Temperatura de fluido $T_m = 22.5$; $T_v = 120$, $T_s = ?$

Pero:

$$h_i (T_s - T_m) = h_o (T_v - T_s)$$

$$5000(T_s - 22.5) = h_o (120 - T_s)$$

Si se supone un $h_o = 2000$

Entonces:

$$T_s = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua líquida a $50 \text{ } ^\circ\text{C}$ de tablas:

Densidad 988.1 kg/m^3 , $C_p = 1 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$, viscosidad $= 549.4 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$.

$k = 0.556 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$, $Pr = 3.59$.

Con esos datos $G_{\max} = 0.2336 \text{ m/s}$ (988.1 kg/m^3) $= 230.82 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$

El Reynolds sería

$$Re = \frac{0.0254 \times 230.82}{549.4 \times 10^{-6}} = 10671$$

Por lo tanto el Nusselt sería:

$N_n = 103.53$ y el coeficiente h_o sería

$h_o = 2266.3 \text{ kcal/h m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$. El coeficiente obtenido es bastante cercano al supuesto por lo que no es necesaria otra iteración.

2.10.- Coeficiente total U_o

U_o

$$= \frac{1}{\frac{1}{2266.3} + 3 \times 10^{-4} + \frac{1.65 \times 10^{-3} \times 0.0254}{38 \times 0.023} + \frac{0.0254 \times 6.14 \times 10^{-5}}{0.0221} + \frac{0.0254}{0.0221 \times 5000}}$$

$$U_o = 919 \text{ kcal/h m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

2.11.- Área requerida y longitud de los tubos.

$$300000 = 919 (A_o) (97.3) \quad (1)$$

$$A_o = 3.35 \text{ m}^2$$

Longitud de los tubos

$$3.35 = \pi (0.0254) (l) \quad (1)$$

$$L = 7 \text{ m}$$

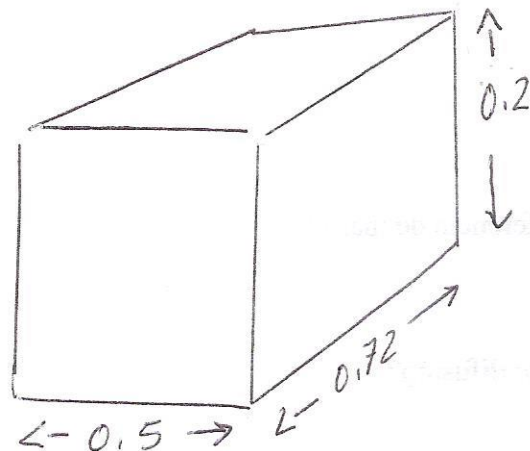
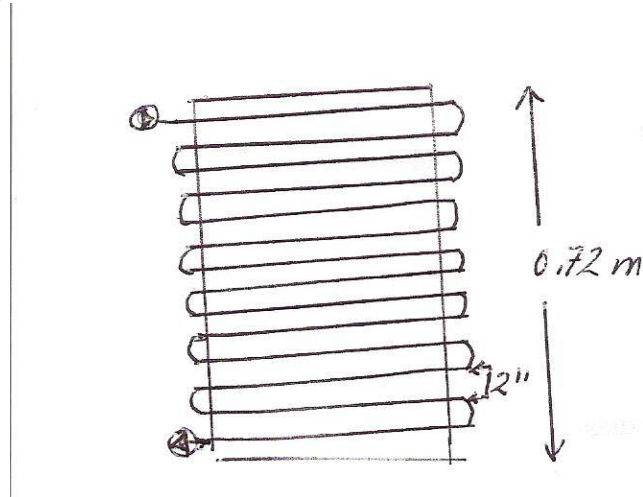
2.12.- Arreglo de los tubos.

Sea el espaciamiento entre los tubos de las hileras de 2 pulgadas.

Número de pasos $7/0.5 = 14$

Profundidad del cambiador

$$P = 14 (2) (0.0254) = 0.72 \text{ m}$$



Ejemplo 3.

Para calentar 1800 kg /h de un aceite pesado desde 38 ° C hasta 54 ° C se hace pasar este a través de tubos de 3/4 de pulgada, 16 BWG de diámetro y 1.5 m de longitud. Los tubos forman parte de un banco, en el exterior del cual se condensa vapor de agua a 100 ° C. ¿Cuántos tubos se requerirán?

Datos del aceite:

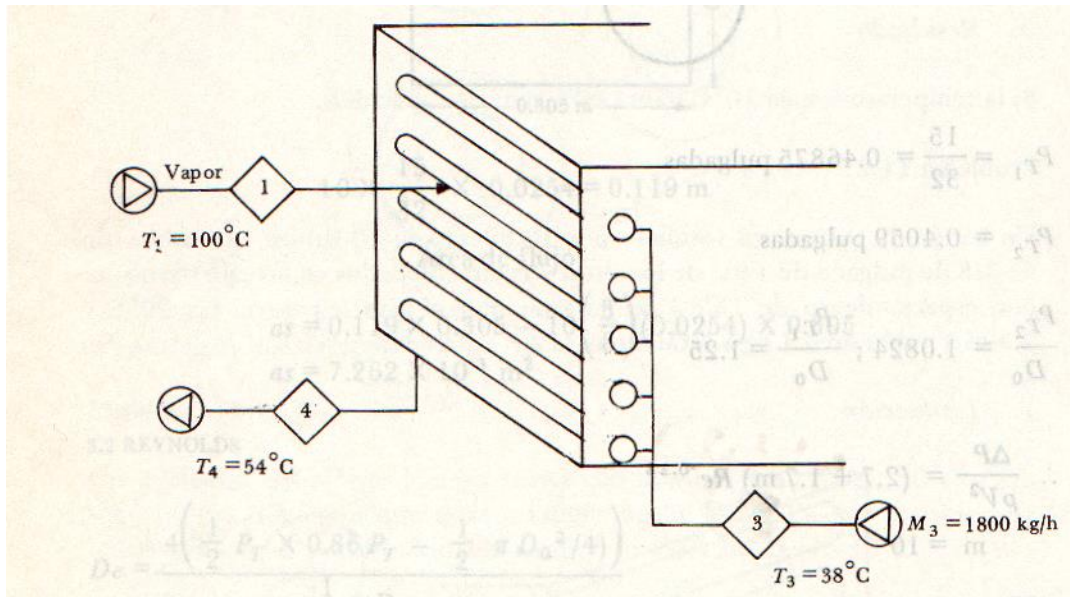
Conductividad a 26 ° C = 0.12 kcal / h m ° C

Capacidad calorífica a 26 ° C = 0.5 kcal / kg ° C

Viscosidad a 26 ° C = 154 centipoises.

Viscosidad a 100 °C = 192 centipoises.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balances de calor.

$$Q = M_3 C_p (T_4 - T_3) = M_1 (H_1 - H_2)$$

2.2.- Ecuación de diseño.

$$Q = U A \Delta T_m Y$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balance de calor.

$$Q = 1800 (0.5) (54-38) = 14\,400 \text{ kcal /h}$$

3.2.- Diferencia de temperaturas.

$$\Delta T_m = \frac{(100-38) - (100-54)}{\ln \frac{110-38}{100-54}} = 53.6^\circ\text{C}$$

$$Y = 1$$

3.2.- Área-

Suponiendo $U = 210 \text{ kcal /h m}^2\text{°C}$

$$A_o = 1.2793 \text{ m}^2$$

$D_o = 0.75$ pulgadas = 0.01905 m
 $D_i = 0.62$ pulgadas = 0.015748 m
 Espesor del tubo $x = 0.65$ pulgadas = 1.651×10^{-3} m
 $D_w = 0.0173466$ m
 Área de flujo de fluidos por tubo = 1.9467961×10^{-4} m² / tubo.
 Área de transferencia de calor por tubo = 0.08977 m² / tubo.

$$\text{No. De tubos} = \frac{1.2793 \text{ m}^2}{0.0897712 \text{ m}^2 / \text{tubo}} = 14.25 \text{ tubos} \cong 15$$

Se pondrán tres hileras de cinco tubos en cada banco con espaciamiento cuadrado de 1 pulgada.

3.3.- Temperatura en la pared.

Suponiendo $h_o = 10\,000$ y $h_i = 500$ kcal / h m² °C.

$$10\,000 (100 - T_s) = 500 (T_s - 46)$$

$$T_s = 97. \text{ } ^\circ \text{C}$$

3.4.- Coeficiente interno.

$$T_m = 0.5 (38 + 54) = 46 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$G_t = \frac{18000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{3600 \times 1.946 \times 10^{-4} \times 15} = 171.22 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$\text{Ret} = \frac{171.2 \times 0.0157}{154 \times 10^{-3}} = 17.5$$

El flujo es laminar.

Por lo tanto la ecuación a emplearse es:

$$Nu = 2 \left(\frac{W C_p}{k L} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

$W = 1800$ kg / h ; $k = 0.12$ kcal / h m² °C ; $C_p = 0.5$ kcal / kg °C

$$\mu = 154 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}} ; \mu_s = 25.619 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$Nu = 2 \left(\frac{1800 \times 0.5}{0.12 \times 1.5} \right)^{0.33} \left(\frac{154}{25.61} \right)^{0.14} = 43.94$$

$h_i = 334.87$ kcal / h m² °C

3.5.- Coeficiente externo.

$$\frac{hoDo}{k} = 0.73 \left(\frac{Do^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T N} \right)^{0.25}$$

$$Tf = 100 - 0.75 (100 - 97.42) = 98^\circ\text{C}$$

$$\rho = 961 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; \lambda = 539 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}; k = 0.616 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^\circ\text{C}}; \mu = 0.2875 \text{cps}; \Delta T = 2^\circ\text{C}; N = 5$$

$$Nu = 0.73 \left(\frac{(0.01905)^3 (961)^2 (9.81)(3600)(539)}{0.616(0.2875 \times 10^{-3})(5)(2)} \right)^{0.25} = 376.8$$

$$ho = 12081 \text{ kcal / h m}^2\text{C}.$$

3.6.- Nueva temperatura en la pared.

$$12081 (100 - Ts) = 334.87 (Ts - 46)$$

$$Ts = 98.54$$

Esta temperatura no es muy diferente de la supuesta por lo que las propiedades no cambiarán, ni tampoco los coeficientes.

3.7.- Coeficiente total.

$$R_{di} = 8 \times 10^{-4} \quad R_{do} = 6.14 \times 10^{-5}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{12081} + 6.14 \times 10^{-5} + \frac{1.651 \times 10^{-3} (0.01905)}{37 \times 0.0173} + \frac{0.01905}{0.01574(334)} + \frac{0.01905 \times 8 \times 10^{-4}}{0.01574}}$$

$$U = 210.2 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2\text{C}}$$

4.- Resultado.

El cambiador estará formado por un banco de 15 tubos, con tres hileras de cinco tubos en arreglo cuadrado con espaciamento de una pulgada.

Ejemplo 4.

Un tubo de acero con aletas transversales circulares de sección constante tienen las siguientes especificaciones:

Diámetro externo del tubo 5.4 cm

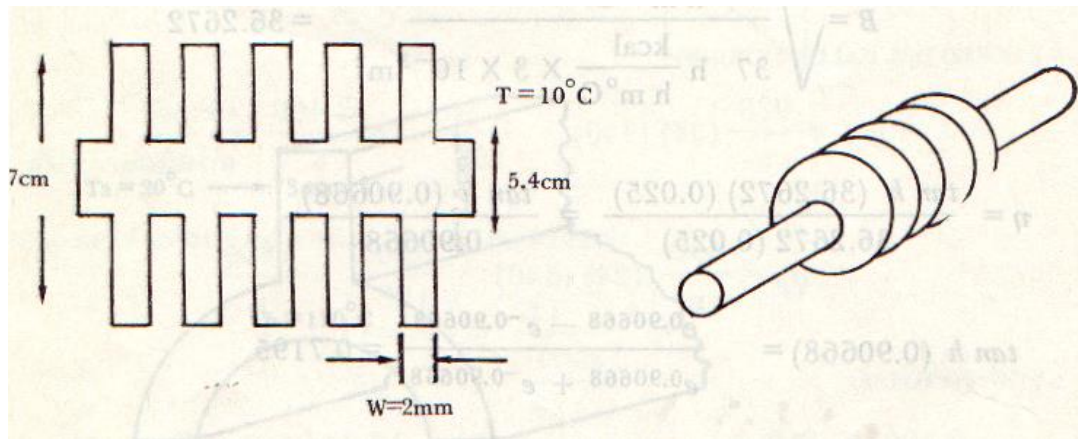
Grueso de la aleta 2 mm

Diámetro de la aleta 7 cm

Número de aletas por metro 230.

Se requiere determinar las pérdidas de calor por metro de tubo cuando la superficie está a 92°C y la temperatura del aire es de 10°C . El coeficiente de transferencia de calor entre el aire y la aleta es de $24.3 \text{ kcal / h m}^2\text{C}$. La conductividad térmica del acero puede tomarse como de $37 \text{ kcal / h m}^\circ\text{C}$ ¿Cuál es la eficiencia térmica de la aleta?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

Suponiendo que la altura de la aleta es pequeña en comparación con su circunferencia. De manera que pueda ser tratada como una aleta recta.

$$\text{Perímetro} = 2 \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} = \pi(D_1 + D_2)$$

Área

$$A = \pi \left(\frac{D_1 + D_2}{2} \right) W$$

2.2.- Flujo de calor.

$$Q = \sqrt{hPkA} \theta_b \tanh BL$$

3.- Cálculos.

3.1.- Flujo de calor por la aleta.

$$B = \sqrt{\frac{hP}{kA}} = \sqrt{\frac{h\pi(D_1 + D_2)}{k\pi(D_1 + D_2)W}} = \sqrt{\frac{h2}{kW}}$$

$$B = \sqrt{\frac{24.3(2)}{37(0.002)}} = 25.62$$

$$P = \pi[80.054 + 0.07] = 0.38955 \text{ m}$$

$$A = 3.895584 (10^{-4}) \text{ m}^2$$

$$L = 0.5(D_2 - D_1) = 0.8 \text{ cm}$$

El flujo de calor es :

$$Q = \sqrt{24.3(0.38955)(37)(3.895 \times 10^{-4})} (92 - 10) \tanh(25.62)(0.008) = 6.1169 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \text{ aleta}$$

3.2.- Calor perdido por metro de tubo.

$$Q = 6.1169 \times 230 = 1406.887 \text{ kcal / h m}$$

3.3.- Eficiencia de la aleta.

$$\eta = \frac{\tanh BL}{BL} = \frac{0.201959}{0.20496} = 0.9853$$

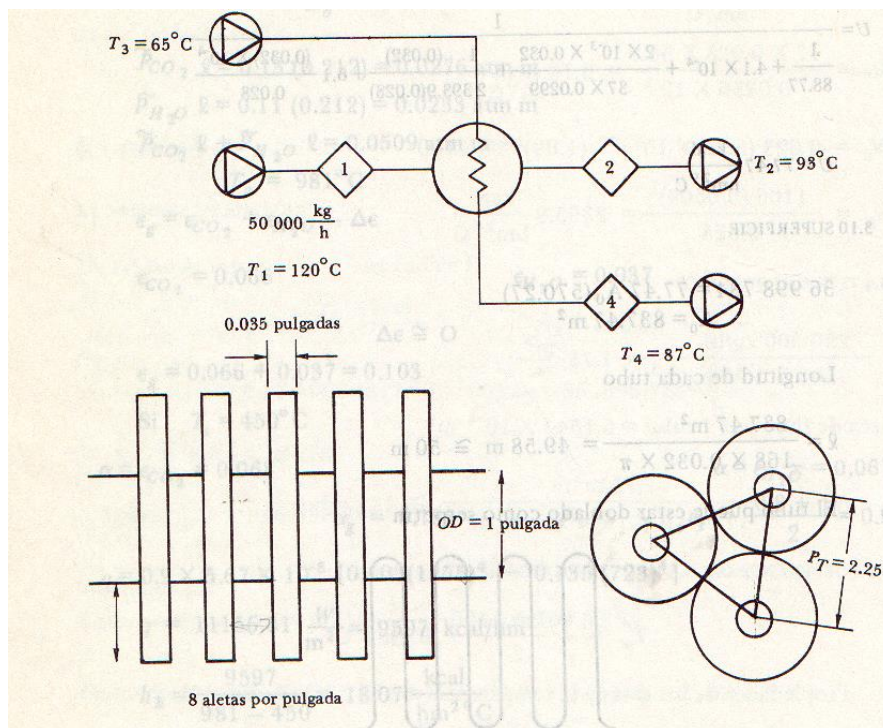
4.- Resultado.

Se pierden 1407 kcal / h m. La eficiencia de la aleta es del 98 %.

Ejemplo 5.

Un ducto de 1.25 m por 1.25 m lleva 50 000 kg /h de aire a 120 °C. El gas se puede usar para precalentar agua desde 65 ° C hasta 87 ° C instalando en el ducto un cambiador de calor formado por tubos de 1 pulgada, 14 BWG, con aletas circulares de 3/8 confeccionadas en latón y colocadas cada 1/8 de pulgada y de 0.035 pulgadas de espesor. El espaciamiento entre tubos es de 2.25 pulgadas en arreglo triangular. Si el aire sale a 93 ° C ¿Cuánta agua se puede precalentar? ¿Cuántos tubos deben instalarse si son de acero al carbón?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de calor.

$$Q = MC_p (T_2 - T_1) = M_3 C_p (T_4 - T_3)$$

2.2.- Ecuación de diseño.

$$Q = U_i A_i \Delta T_m Y$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{i}{hf_i} + \frac{1}{hi}}$$

$$hf_i' = (\Omega A_f + A_o) \frac{hf'}{A_i}$$

$$hf' = \frac{hdo \times hf}{hdo + hf}$$

$$hi' = \frac{1}{\frac{1}{hi} + Rdi}$$

3.- Cálculos.

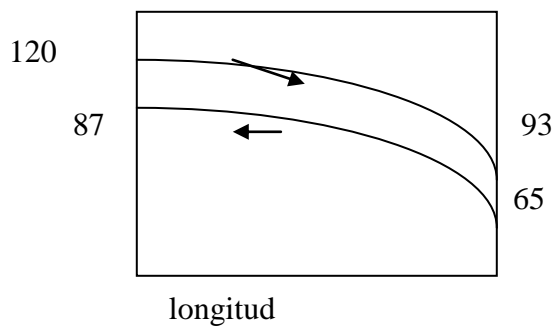
3.1.- Balance de energía.

$$C_p \text{ aire} = 0.25 \text{ kcal / kg } ^\circ \text{C}$$

$$Q = 50\,000 (0.25) (120 - 93) = 337\,500 \text{ kcal / h}$$

$$337\,500 = M_3 (1) (67 - 65) = 15\,341 \text{ kg / h}$$

3.2.- Diferencia de temperaturas.



$$\Delta T_m = \frac{(120-87)-(93-65)}{\ln \frac{120-87}{93-65}} = 30.41$$

$$X = \frac{87-65}{120-65} = 0.4$$

$$Z = \frac{120-93}{87-65} = 1.227$$

$$Y = 0.9$$

3.3.- Área.

Área de aleta

$$A_f = (1-75^2 - 1^2) \times 2 \times 8 \times 12 \times \pi/4 = 310 \text{ pulgadas}^2/\text{pie} = 0.6557 \text{ m}^2/\text{m}$$

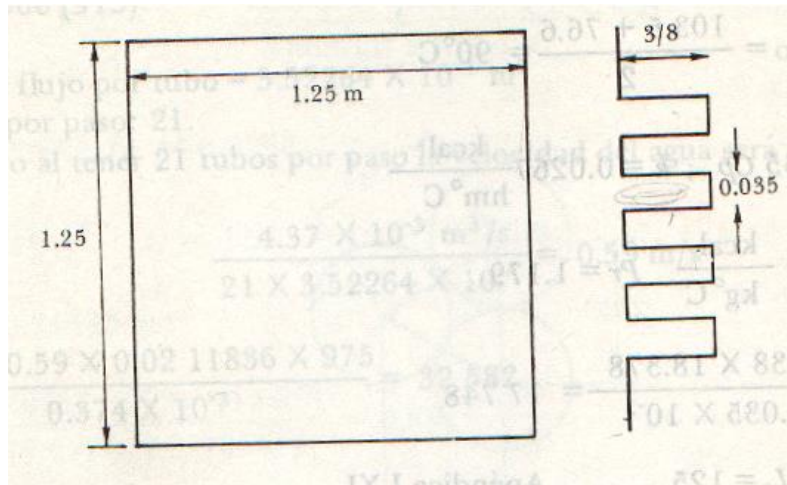
Área del tubo liso.

$$A_o = \pi \times 1 \times 12 - \pi (1) (8) (0.035) (12) = 27.2 \text{ pulgadas}^2 / \text{pie} = 0.0575 \text{ m}^2 / \text{m}$$

$$\text{Area total} = 0.7132 \text{ m}^2 / \text{m}$$

$$D_e = \frac{2(\text{Area total})}{\pi \text{ perímetro}} = 0.0338 \text{ m}$$

Área de flujo.



Espaciamiento = 2.25 pulgadas = 0.05715 m

$$\text{No. De tubos} = \frac{1.25}{0.05715} = 21.87 \text{ tubos}$$

Se colocarán 21 tubos en la primera fila y 20 en la segunda.

$$a_s = (1.25 \times 1.25) - 21(0.0254) \times 1.25 - 21 \left((0.035 \times 0.0254) \times \frac{3}{8} (0.0254) \times 2 \times \frac{8}{0.0254} \times 1.25 \right)$$

$$a_s = 0.75573 \text{ m}^2$$

3.4.- Coeficiente externo.

Aire por el ducto y sobre las aletas.

$$G_s = \frac{50000}{0.75573} = 66161 \frac{\text{kg}}{\text{h m}^2} = 18.378 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}}$$

T media del aire = 0.5 (120+87)=103.5 °C

T media del agua = 76 °C

Propiedades del fluido.

Si $h_i = 4000 \text{ kcal / h m}^2 \text{ °C}$ y $h_f = 100 \text{ kcal / h m}^2 \text{ °C}$

$$100 (103.5 - T_s) = 4000 (T_s - 76)$$

$$T_s = 76.6 \text{ °C}$$

Por lo tanto la temperatura media del fluido es de

$$T_{\text{fluido}} = 0.5 (103.5 + 76.6) = 90 \text{ °C}$$

$$\mu_{\text{aire}} = 0.035 \text{ cps} \quad ; k = 0.0267 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^{\circ}\text{C}} \quad ; C_p = 0.25 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \quad ; Pr = 1.179$$

$$Re = \frac{0.0338 \times 18.378}{0.035 \times 10^{-3}} = 17748$$

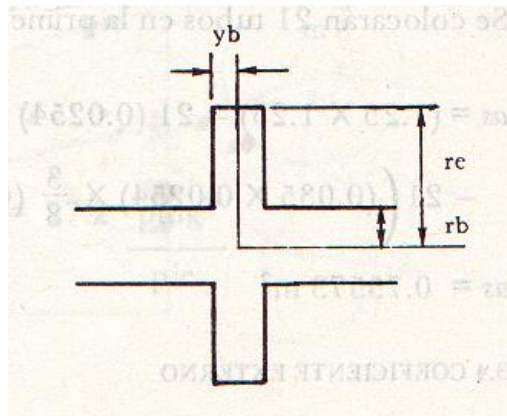
Del apéndice LXI $J_f = 125$

$$h_f = J_f \frac{k}{De} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.33} = 125 \frac{(0.0267)}{(0.0338)} (1.179)^{0.33} = 104 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ °C}}$$

Si $R_{do} = 6.16 \times 10^{-4}$; $h_{do} = 1623$

$$h_f' = \frac{1623 \times 104}{1623 + 104} = 97.75 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ °C}}$$

Eficiencia



$$y_b = \frac{0.035 \times 0.0254}{2} = 4.445 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$r_b = 0.5 \times 0.0254 = 0.0127 \text{ m}$$

$$r_e = (0.5 + 3/8) \times 0.0254 = 0.0222 \text{ m}$$

$$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{hf}{y_b k_y}} = 0.473 \quad \text{Apéndice LXII}$$

$$\Omega = 0.91$$

$$hf_i = (\Omega \times A_f + A_o) \frac{hf'}{A_i} = (0.91 \times 0.655 + 0.0575) \frac{97.75}{0.06655} = 960.88 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.5.- Coeficiente interno.

Masa de agua = 15341 kg /h

Densidad = 975 kg /m³

$$V = \frac{15341}{3600(975)} = 4.37 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$D_e = 0.0211836 \text{ m}$$

Área de flujo por tubo = 3.522 x10⁻⁴ m²

Tubos por paso 21.

Al tener 21 tubos por paso , la velocidad del agua será:

$$\frac{4.37 \times 10^{-3}}{21 \times 3.522 \times 10^{-4}} = 0.59 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re} = \frac{0.59 \times 0.0211 \times 975}{0.374 \times 10^{-3}} = 32582$$

$$\text{Pr} = 2.34$$

$$h_i = 0.023 \frac{0.574}{0.0211} (32582)^{0.8} (2.34)^{0.4} = 35728 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.6.- Coeficiente total.

$$U_i = \frac{960.88 \times 1116.25}{960.88 + 1116.25} = 516.37 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.7.- Área.

$$Q = 337600 = 516.37 \times A_i \times 0.985 \times 30.41 = 21.8198 \text{ m}^2$$

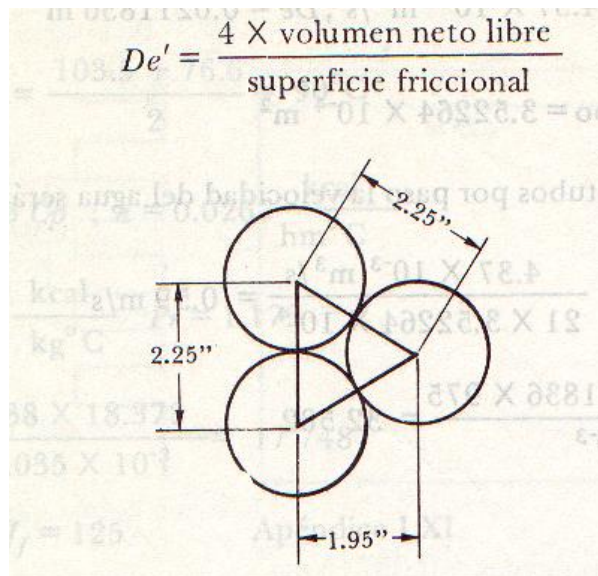
Área de transferencia por tubo.

$$0.02111836 \times \pi \times 1.25 = 0.0831879 \text{ m}^2$$

Área de transferencia por banco. = 1.7469

Número de bancos = 13

3.7.- Caída de presión del lado externo.



Volumen neto libre.

$$1.25 \times 1.25 \times 1.95 \times 0.0254 - 0.5 (21 + 20)$$

$$\frac{\pi}{4} (0.0254)^2 (1.25) - \frac{1}{2} (21 + 20) \frac{\pi}{4} (0.04445^2 - 0.0254^2) \times 0.035 \times 0.0254 \times 8 \times 1.25 = 0.0642225 \text{ m}^2$$

Superficie friccional

$$0.7132 \frac{\text{m}^2}{\text{m}} \times 1.25 \times \frac{(21 + 20)}{2} = 18.27 \text{ m}^2$$

$$De' = \frac{4(0.06422)}{18.27} = 0.014 \text{ m}$$

$$G_s = 18.378 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$\text{Re}_s = \frac{0.014(18.378)}{0.035 \times 10^{-3}} = 7351$$

$$f = 0.432$$

Densidad del aire a 90 ° C = 0.974 kg / m³

L = 13 bancos x 1.95 x 0.0254 = 0.6438 m

$$\left(\frac{De'}{P_{T1}} \right)^{0.4} = 0.5696$$

$$\frac{P_{T1}}{P_{T2}} = 1$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\rho} \right) = \frac{0.432(18.783)^2(0.6438)}{2(0.014)(9.81)(0.974)^2} (0.5696) = 214.5 \frac{\bar{\text{kgm}}}{\text{kg}}$$

$$\Delta Pf = 214.5 \times \frac{0.974}{10000} = 0.02089 \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{cm}^2}$$

3.8.- Caída de presión lado interno.

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f_D \frac{V^2 L}{2 g c D}$$

$$\text{Re}_t = 32582$$

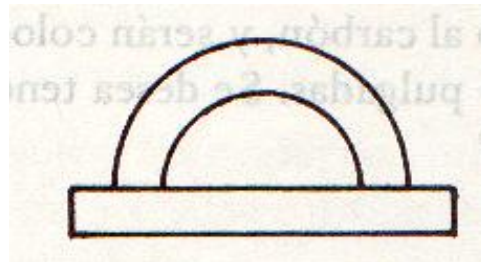
$$f_D = 0.0288$$

$$V = 0.59 \text{ m / s}$$

$$L = 1.25 \times 13 = 16.25 \text{ m}$$

$$D_i = 0.021183 \text{ m}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{0.0288(0.59)^2(16.25)}{2(9.81)(0.0211)} = 0.391 \frac{\bar{\text{kg}}}{\text{kg}}$$



Le para retorno = 2 m

$$\frac{\Delta Pr}{\rho} = \frac{f_D Le N_R V^2}{2gcD} = \frac{0.0288 \times 2 \times 13 \times 0.59^2}{2(9.81)(9.0211)} = 0.6296 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta P_{total} = (0.391 + 0.6296) \frac{975}{10000} = 0.0995 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

4.- Resultados.

Se requieren 13 bancos de tubos. Un área de transferencia de 21.81 98 m².

La caída de presión de lado de las aletas es de 0.02 1 kg / cm². La caída depresión por el lado de los tubos es de 0.0995 kg / cm²

La radiación de los gases

En ocasiones este tipo de intercambiadores de calor se utilizan para calentar agua, vapor o petróleo mediante gases de combustión. En esos casos se debe estimar también la contribución a la transferencia de calor mediante el mecanismo de radiación. Como en general los gases de combustión que están a altas temperaturas se introducen por afuera de los tubos el coeficiente externo será igual a :

ho = hc+hr

en donde hc es el coeficiente obtenido por convección y hr el coeficiente obtenido por radiación.

El coeficiente de radiación se puede obtener a partir de las contribuciones de los gases de invernadero , particularmente el CO₂ y el H₂O.

La mayoría de los gases simples monoatómicos son transparentes a la radiación térmica, pero algunos gases poliatómicos, tales como el CO₂, H₂O , CO , NH₃ y los hidrocarburos, absorben una cantidad considerable de radiación térmica. Las emisividades de los gases más importantes se muestran en el apéndice, así como sus variaciones con la presión.

El calor neto radiado entre un gas a T₁ y la unidad de área de una superficie que está a T₂ y que actúa como cuerpo negro es :

$$\frac{q}{A} = \sigma (\epsilon_g T_1^4 - \alpha_g T_2^4)$$

en donde α_g y ϵ_g son el coeficiente de absorción del gas y las emisividades del gas. Si la superficie que encierra al gas es gris, una parte de la radiación se reflejará, y de ésta una fracción la absorberá el gas y otra la superficie. Para estos casos :

$$\epsilon' = \frac{\epsilon_s + 1}{2}$$

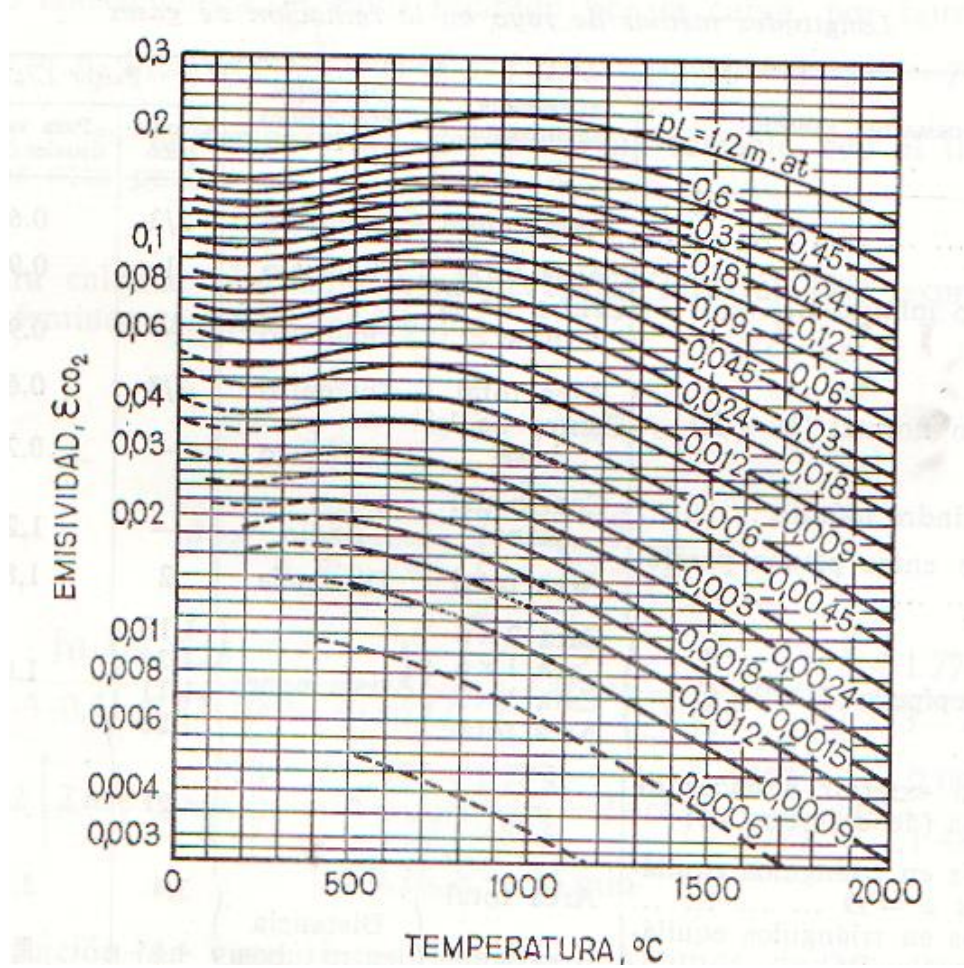
ϵ' = emisividad del espacio que encierra al gas.

ϵ_s = emisividad de la superficie.

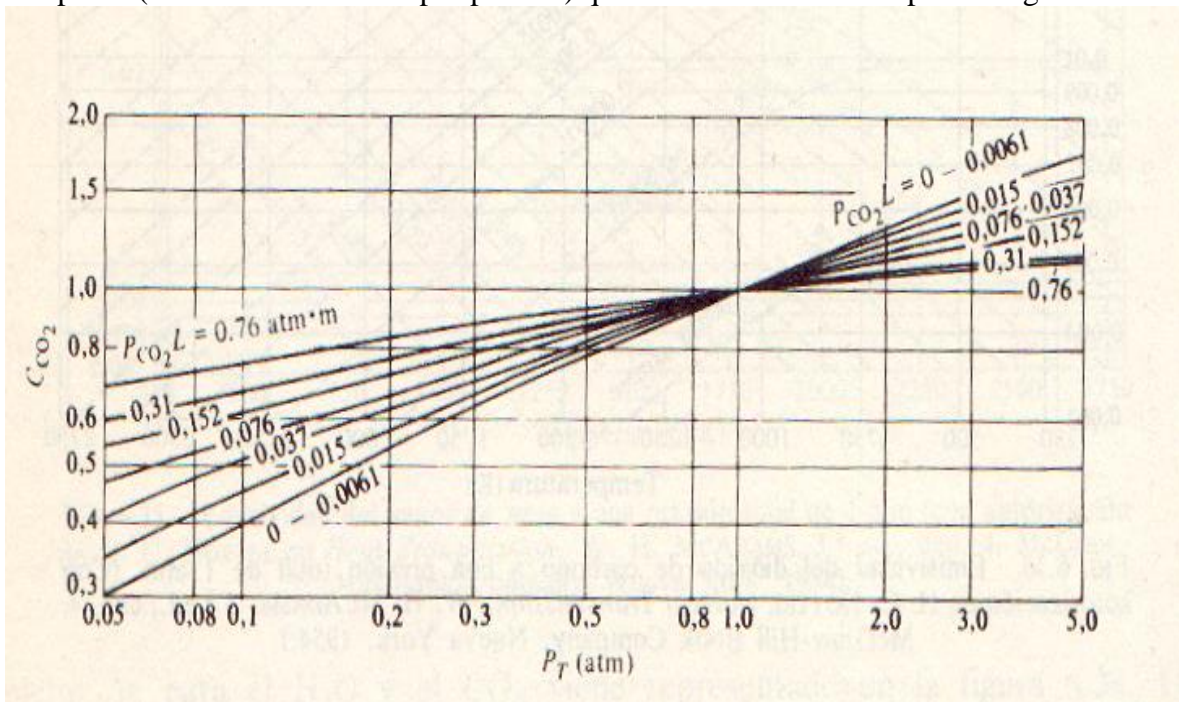
Por lo que:

$$\frac{q}{A} = \epsilon' \sigma (\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_s^4)$$

la emisividad de un gas ϵ_g se obtiene por medio de gráficas. En ellas el valor de la emisividad se obtiene en función de la presión parcial, la longitud del rayo y la temperatura del gas T_g a la presión de una atm



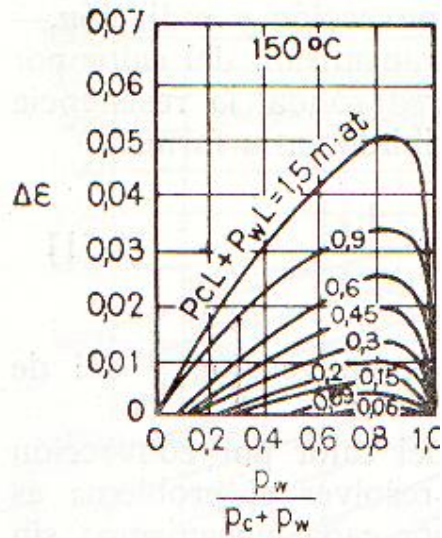
Si la presión de trabajo es mayor de una atmósfera se debe multiplicar el valor obtenido por C (factor de corrección por presión) que se obtiene también a partir de gráficas.



Cuando el agua y el bióxido de carbono aparecen juntos en una mezcla de otros gases transparentes , la emisividad es menor que la suma de las emisividades individuales:

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

en donde $\Delta\varepsilon$ es una corrección por la sobreposición de las emisividades de los gases, la cual se obtiene a partir de gráficas.



El coeficiente de absorción de un gas α_g es igual a la emisividad solamente cuando $T_s = T_g$

Para encontrar la longitud media del rayo se puede utilizar la siguiente tabla, en donde se dan los valores de la longitud en función de la geometría del sistema.

Longitud del rayo en la radiación con gases

Tabla XXI.1.- Longitud media del haz para diversas situaciones geométricas del gas

Geometría	L
Esfera	2/3(Diámetro)
Cilindro infinito	Diámetro
Planos paralelos infinitos	2 (Distancia entre planos)
Cilindro circular infinito radiando al interior de la superficie cilíndrica	0,95 (Diámetro)
Cilindro circular semiinfinito radiando a la base	0,65 (Diámetro)
Cilindro circular semiinfinito radiando al centro de la base	Diámetro
Cilindro circular recto de altura igual a dos diámetros radiando a la base	0,60 (Diámetro)
Cilindro circular recto de altura igual a dos diámetros radiando a la superficie cilíndrica	0,76 (Diámetro)
Cilindro circular recto de altura igual al diámetro, radiando al centro de la base	Diámetro
Cilindro circular recto de altura igual al diámetro, radiando a toda la superficie	0,66 (Diámetro)
Cilindro circular recto de altura igual a la mitad del diámetro, radiando al centro de la base	0,43 (Diámetro)
Cilindro circular recto de altura igual a la mitad del diámetro, radiando a toda la superficie	0,46 (Diámetro)
Cubo radiando a alguna cara	0,6 (Arista)
Paralelepípedo rectangular, 1,1,4, radiando a la cara, 1x4	0,90 (Arista más corta)
Paralelepípedo rectangular, 1,1,4, radiando a la cara, 1x1	0,86 (Arista más corta)
Paralelepípedo rectangular radiando a todas las caras	0,89 (Arista más corta)
Conjunto infinito de tubos al tresbolillo al espacio exterior, Diámetro del tubo = espacio libre	3,4 (Espacio libre)
Conjunto infinito de tubos al tresbolillo al espacio exterior, Diámetro del tubo = (1/2) espacio libre	4,44 (Espacio libre)
Hemisfera radiando a un elemento y al centro de la base	0,5 (Diámetro)
Volumen entre dos planos paralelos radiando a un elemento sobre una de las caras	1,8 (Espaciado entre planos)
Volumen de gas fuera de un conjunto de tubos radiando a un único tubo,	
Disposición al tresbolillo (Distancia entre centros de los tubos, S = 2 D)	3 (S-D)
Disposición al tresbolillo (Distancia entre centros de los tubos, S = 3 D)	3,8 (S-D)
Disposición regular (en línea) S= 2D	3,5 (S-D)

La emisividad de los gases es función de la presión parcial y de la longitud del rayo
 Para estos intercambiadores la longitud del rayo se puede obtener por medio de:

$$l = 1.08 d_o \left(\frac{P_{T1} P_{T2}}{d_o^2} - 0.785 \right)$$

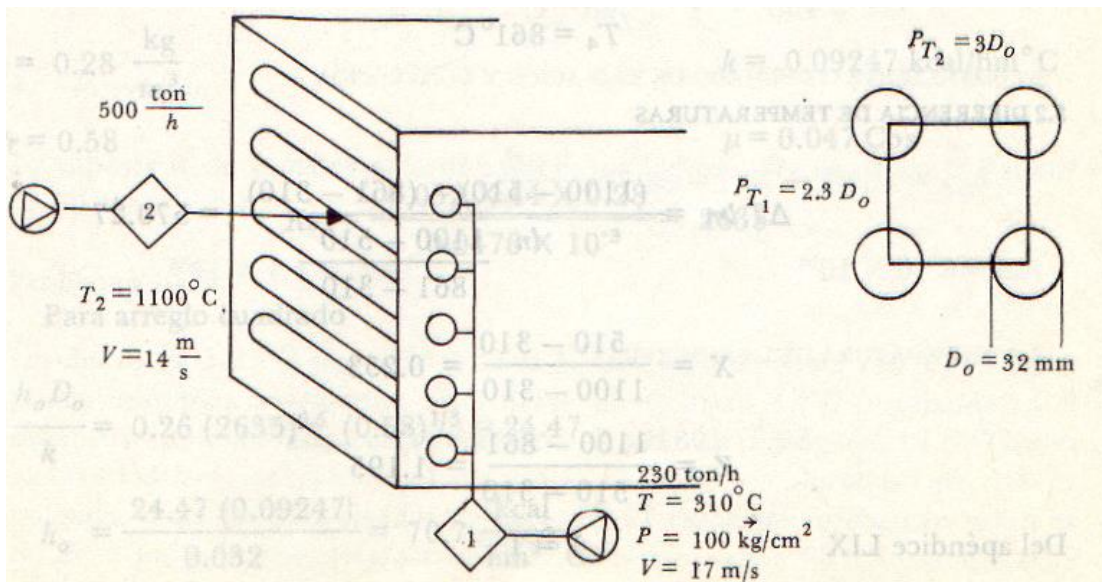
En donde d_o es el diámetro externo de los tubos, P_{T1} es el espaciado hacia abajo y P_{T2} es el espaciado hacia atrás entre tubos.

Ejemplo 6.

Diseñe el cambiador de calor requerido para recalentar 230 ton /h de vapor que está a 100 kg /cm² desde 310 hasta 510 °C. Al calentador se introduce vapor seco, el cual irá por el interior de los tubos de acero de 32 mm de diámetro externo y 28 de diámetro interno. K = 18.92 kcal /h m ° C a la velocidad de 17 m / s.

Para proporcionar el calor requerido se utilizan gases de combustión con 13 % de CO₂, 11 % de H₂ O y el resto de nitrógeno y oxígeno a razón de 500 ton /h, los que se moverán transversalmente al haz de tubos. La temperatura de los gases de entrada es de 1100 ° C y la velocidad media de éstos en la sección estrecha del haz es de 14 m /s. Los tubos están dispuestos de manera que P_{T1}=2.3 D_o y P_{T2}= 3 D_o.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- balance de energía.

$$M_1 (H_3 - H_1) = G_2 C_p \Delta T$$

2.2.- Ecuación de diseño.

$$Q = U A \Delta T_m$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balance de energía.

De tablas de vapor:

$$H_1 = 651.8 \frac{kcal}{kg} ; H_3 = 812.66 \frac{kcal}{kg}$$

Si el C_p del gas es de aproximadamente 0.3 kcal / kg ° C

$$Q = 230\,000 (812.66 - 651.8) = 36\,998\,784 \text{ kcal /h}$$

$$36\,998\,784 = 500\,000(0.3)(1100 - T_4)$$

$$T_4 = 854 \text{ }^\circ\text{C}$$

Corrigiendo el Cp

$$\text{A } 1100 \text{ Cp} = 0.316 \text{ , Cp a } 854 \text{ }^\circ\text{C} = 0.305 \text{ kcal /kg }^\circ\text{C}$$

$$\text{Cp medio} = 0.31$$

$$36\,998\,784 = 500\,000(0.31)(1100 - T_4)$$

$$T_4 = 861 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.3.- Diferencia de temperaturas.

$$\Delta T_m = \frac{(1100 - 510) - (861 - 310)}{\ln \frac{1100 - 510}{861 - 310}} = 570.27$$

$$X = \frac{510 - 310}{1100 - 310} = 0.253$$

$$Z = \frac{1100 - 861}{510 - 310} = 1.195$$

$$Y = 1$$

3.3.- Coeficiente del lado del vapor.

$$T_m = 0.5(310 + 510) = 410 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho = 36.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; \text{Pr} = 1.09 ; \mu = 0.0256 \text{ cps} ; k = 0.0609 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}}$$

$$\text{Re} = \frac{17 \times 0.028 \times 36.5}{0.0256 \times 10^{-3}} = 6.78 \times 10^5$$

$$\text{Nu} = 0.023(6.78 \times 10^5)^{0.8} (1.09)^{0.4} = 1100$$

$$h_i = \frac{1100(0.0609)}{0.028} = 2393.9 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

3.4.- Tubos requeridos

$$\frac{230000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{3600 \times 36.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1.75 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{área de flujo por tubo} = 6.1544 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{No de tubos} = \frac{1.75 \frac{m^3}{s}}{17 \frac{m}{s} \times 6.1544 \times 10^{-4} m^2} \cong 168 \text{ tubos}$$

3.5.- Coeficiente del lado de los gases de combustión.

$$T_m = 0.5(861 + 1100) = 981 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades de los gases a la temperatura media

$$\rho = 0.28 \frac{kg}{m^3}; k = 0.09247 \frac{kcal}{hm^\circ C}; Pr = 0.58; \mu = 0.047 cps$$

$$Re = \frac{0.032 \times 14 \times 0.28}{0.0476 \times 10^{-3}} = 2635$$

Para arreglo cuadrado

$$\frac{hoDo}{k} = 0.26(2635)^{0.6} (0.58)^{0.33} = 24.47$$

$$ho = \frac{24.47(0.09247)}{0.032} = 70.7 \frac{kcal}{hm^2^\circ C}$$

3.6.- Efecto de la radiación

Longitud del flujo del rayo.

$$L = 1.08Do \left(\frac{P_{T1} P_{T2}}{Do^2} - 0.785 \right) = 0.212m$$

$$\tilde{P}_{CO_2} L = 0.13(0.212) = 0.0276 atm-m$$

$$\tilde{P}_{agua} L = 0.11(0.212) = 0.0233 atm-m$$

$$\tilde{P}_{CO_2} L + \tilde{P}_{agua} L = 0.0509 atm-m$$

$$T_g = 981 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{agua} - \Delta\varepsilon$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0.066; \varepsilon_{agua} = 0.037$$

$$\Delta\varepsilon \cong 0$$

$$\varepsilon_g = 0.066 + 0.037 = 0.103$$

Si $T_s = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\alpha_{CO_2} = \varepsilon = 0.068$$

$$\alpha_{agua} = \varepsilon_{agua} = 0.067$$

$$\alpha_g = 0.135$$

$$\varepsilon'_s = \frac{0.8+1}{2} = 0.9$$

Calor transferido por radiación entre los gases y el tubo.

$$q = 0.9 \times 5.67 \times 10^{-8} [0.103(1255)^4 - 0.135(723)^4] = 1115681 \frac{W}{m^2} = 9597 \frac{kcal}{hm^2}$$

$$hr = \frac{9597}{981-450} = 18.07 \frac{kcal}{h m^2 \circ C}$$

3.7.- Coeficiente combinado de radiación y convección.

$$h_T = 18.07 + 70.7 = 88.77 \text{ kcal / h m}^2 \circ C$$

3.8.- Temperatura de la superficie.

$$88.77 (981 - T_s) = 2393.9 (T_s - 410)$$

$$T_s = 430 \circ C$$

En el cálculo del intercambio de calor se supuso $T_s = 450 \circ C$. Para el cálculo de los coeficientes, la coincidencia es bastante buena y no se requiere corregir y hacer otro cálculo.

3.9.- Coeficiente total.

$$\text{Si } R_{di} = 6.16 \times 10^{-4} \quad \text{y} \quad R_{do} = 4.1 \times 10^{-4}$$

3.9.- Coeficiente total.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{88.77} + 4.1 \times 10^{-4} + \frac{2 \times 10^{-3} \times 0.032}{37 \times 0.0299} + \frac{0.032}{0.028 \times 2393.9} + 6.1 \times 10^{-4} \frac{0.032}{0.028}}$$

$$U = 77.47 \frac{kcal}{hm^2 \circ C}$$

3.10 .-Superficie.

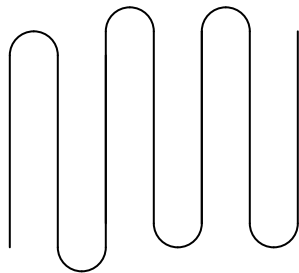
$$36\,998\,784 = 77.47 A_o (570.27)$$

$$A_o = 837.47 \text{ m}^2$$

Longitud de cada tubo.

$$L = \frac{837.47m^2}{168 \times 0.032 \times \pi} = 49.58m \cong 50m$$

El tubo puede estar doblado como un serpentín.



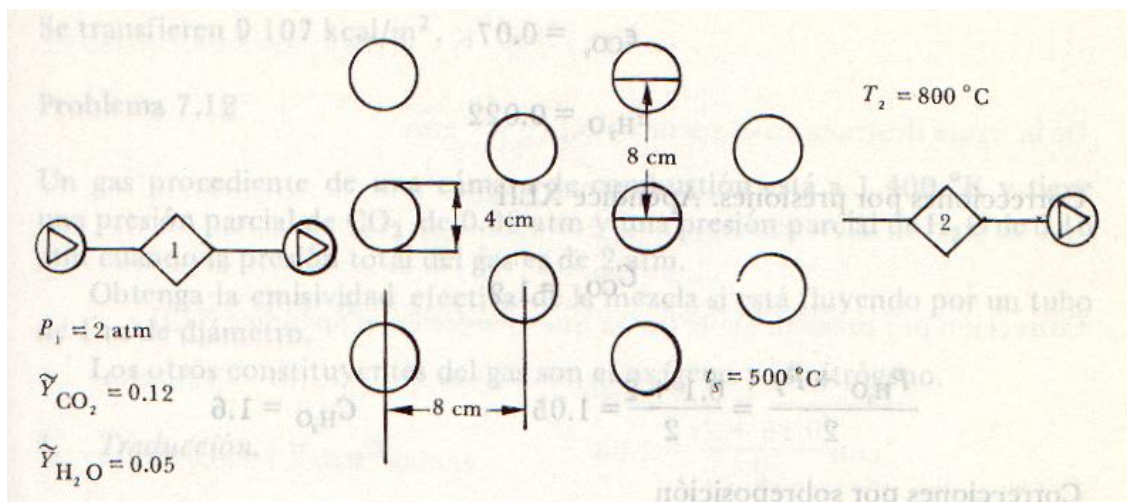
4.-Resultado.

La superficie de transferencia es de 834 m². Se requieren 168 tubos de 50 m cada uno.

Ejemplo 7.

Determine la cantidad de calor transmitida por radiación desde un gas a los tubos de un recalentador, si los gases de entrada están a 1100 ° C y a la salida del equipo están a 800 ° C, mientras que los tubos del recalentador permanecen a 500 ° C, siendo su emisividad de 0.8. Los tubos están en arreglo triangular con espaciamentos de frente de 2 d y de profundidad de 2 d, siendo el diámetro externo de los tubos d = 4 cm. El gas contiene 12 % de CO₂ y 5% de H₂O . La presión total de los gases es de 2 atm.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1. Calor por radiación.

$$\frac{q}{A} = \varepsilon'_s \sigma [\varepsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_s^4]$$

$$\varepsilon'_s = \frac{\varepsilon_s + 1}{2} ; T_g = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Temperatura media del gas.

$$T_g = 0.5(1100+800) = 950 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.2- Longitud del rayo.

$$L = 1.08d \left(\frac{4d^2}{d^2} - 0.785 \right) = 3.47d = 0.1388m$$

3.5 . - Emisividades.

$$\tilde{P}_{CO_2} L = 0.1388 \times 0.24 = 0.0333 atm m$$

$$\tilde{P}_{agua} L = 0.1388 \times 0.1 = 0.01388 atm m$$

De las gráficas del apéndice XLIV

$$\varepsilon_{CO} = 0.07$$

$$\varepsilon_{agua} = 0.022$$

Corrección por presiones. Del apéndice XLII

$$C_{bióxido} = 1.2$$

$$\frac{P_{agua} + P_T}{2} = \frac{0.1 + 2}{2} = 1.05$$

$$C_{agua} = 1.6$$

Correcciones por superposición.

$$\frac{\tilde{P}_{agua}}{\tilde{P}_{bióxido} + \tilde{P}_{agua}} = \frac{1}{0.24 + 0.1} = 0.0294$$

$$\tilde{P}_{bióxido} L + \tilde{P}_{agua} L = 0.0333 + 0.01388 = 0.04718 atm m$$

a 950 ° C

$$\Delta\varepsilon = 0$$

Por lo tanto

$$\varepsilon_g = 0.07 \times 1.2 + 0.022 \times 1.6 = 0.1192$$

3.4 .- Coeficientes de absorción.

$$A \quad T = 500 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{bióxido} = 0.078 \quad \alpha_{agua} = 0.045$$

$$\alpha_g = 0.078 \times 1.2 + 0.045 \times 1.6 = 0.1656$$

3.5 .- Calor transferido.

$$\varepsilon'_s = \frac{0.8+1}{2} = 0.9$$

$$\frac{q}{A} = 0.9 \times 5.67 \times 10^{-8} \left[0.1192(950+273)^4 - (0.1656)(500+273)^4 \right] = 10587 \frac{W}{m^2} = 9107 \frac{kcal}{hm^2}$$

4.- Resultado.

Se transfieren 9 1207 kcal / h m²

Tubos empleados

Los tubos utilizados en los intercambiadores de flujo cruzado son, generalmente, aletados y formados por un tubo base de material idóneo para el fluido que viaja por el interior, y unas aletas transversales, normalmente circulares, de material adecuado para su construcción (usualmente de aluminio y más raramente de acero galvanizado o cobre).

El objeto de aletear los tubos, es aumentar la superficie de intercambio para compensar que el coeficiente de intercambio del lado del aire es muy bajo. Los requisitos fundamentales que deben cumplir estos tubos aletados son:

- Contacto íntimo entre aleta y tubo, estando libre su unión de aire u óxido que dificultan la transferencia de calor.

- Indeformabilidad y rigidez de las aletas, lo que evita que se doblen y juntes unas con otras lo que imposibilitaría la libre y uniforme circulación del aire a través del haz, por lo que aumentaría la pérdida de presión con el consiguiente aumento del consumo de energía.

- Resistencia a la corrosión de los agentes atmosféricos.

Dentro de la amplia gama de tubos aletados existentes en el mercado, los más utilizados son:

- Diámetro exterior: 1 “(25.4 mm).

- Aletas circulares de diámetro: 2 ¼” (57 mm).

- Espesor del tubo base: =.083” a 0.132 “(2.11 a 3.4 mm).

- Espesor de las aletas: 1/64 “(0.4mm).

- Número de aletas /pulgada: 7 a 11.

- Longitud de los tubos: 10 a 20 (3 a 6 m).

La utilización de tubos que encajen dentro de las dimensiones indicadas garantizan la facilidad de compra en el mercado y su menor costo por ser de fabricación estandarizada. A pesar de estas ventajas, la utilización de tubos con otras dimensiones son totalmente aceptable.

Ejercicios de auto evaluación

Problema 1.

Un ducto de 1.25 m por 1.25 m lleva 50 000 kg /h de aire a 120 ° C. El gas se puede usar para precalentar agua desde 65 ° C hasta 87 ° C instalando en el ducto un cambiador de calor formado por tubos de 1 pulgada, 14 BWG, con 6 aletas circulares por pulgada de 3/8” confeccionadas en latón, y de 0.035 pulgadas de espesor. El espaciamiento entre tubos

es de 2. Pulgadas en arreglo triangular. Si el aire sale a 93°C , ¿Cuánta agua se puede precalentar? ¿Cuántos tubos deben instalarse si son de acero al carbón?

R.- Se requerirían tres bancos de 29 tubos.

Problema 2.

Se desea calentar $20\,000\text{ kg/h}$ de aire desde 15°C hasta 90°C . El aire pasará por un ducto de $30 \times 45\text{ cm}$. Se usarán tubos de $3/4$ de pulgadas de 14 BWG con seis aletas transversales por pulgada de calibre 20 BWG de lámina de hierro. La altura de la aleta es de $3/4$ de pulgada.

Para calentar el aire se usará vapor de 5 kg/cm^2 absolutos. Los tubos estarán colocados horizontalmente en arreglo triangular con espaciamiento de 2.25 pulgadas. ¿Cuántos tubos y bancos de tubos se requieren?

R.- Se requieren 150 tubos o 33 hileras.

Problema 3

Se desea calentar agua haciéndola pasar a través de un banco de tubos. Por dentro de los tubos pasará vapor a 2 kg/cm^2 absolutos. El agua entra a 15°C y se desea sacarla a 30°C a razón de $20\,000\text{ kg/h}$. Los tubos son de 1 pulgada, 16 BWG y 50 cm de largo, de acero al carbón, y serán colocados en arreglo triangular con espaciamiento de 1.25 pulgadas. Se desea tener seis tubos por hilera. ¿Cuántos tubos se requerirán?

R.- Se requieren 74 tubos, formados en 14 bancos.

Problema 4.

Un gas de combustión sale de un horno a 500°C y 1 atm. ¿Cuántas hileras se requerirán si se desean calentar $50\,000\text{ kg/h}$ y si el gas sale a 300°C ? Este gas se utilizará para calentar agua desde 15°C hasta 30 , utilizando un banco de tubos de acero al carbón de 1 pulgada 16 BWG y 0.5 m de largo, los que serán colocados en un arreglo triangular con espaciamiento de 1.25 pulgadas y con 10 tubos por hilera.

R.- Se requerirán seis bancos de 29 tubos. Cada banco estará formado por tres hileras, dos de 10 tubos y otra de nueve. La caída de presión en los tubos será de 0.16 kg/cm^2 . El coeficiente total esperado es de $272\text{ kcal/h m}^2^{\circ}\text{C}$.

Problema 5.

Determine la superficie de calentamiento y la longitud de los serpentines requeridos en un economizador de una caldera de vapor. El agua de alimentación entrará a los tubos del economizador a razón de 230 toneladas/h y a 160°C y deberá calentarse hasta 300°C .

Los tubos son de 51 mm de diámetro externo y 48 de diámetro interno de acero. El agua circulará a una velocidad de 0.6 m/s. Para calentar el agua se utilizarán 500 ton/h de gases de combustión con 13 % de CO_2 , 11 % de agua y el resto de oxígeno y nitrógeno. Los gases se moverán por el espacio intertubular a razón de 13 m/s, entrando al economizador a 800°C . Los tubos estarán dispuestos en arreglo triangular con $D_{T1} = 2.1 D_o$ y $D_{T2} = 2 D_o$.

R.- Se requieren $1\,065\text{ m}^2$. Se necesitan 86 serpentines de 77.5 m de cada uno.

Problema 6.

Un ducto de 1.2 m por 1.2 m conduce $45\,000\text{ kg/h}$ de aire de un secador a una temperatura de $121\text{ }^\circ\text{C}$. El gas debe usarse para precalentar agua tratada de $65\text{ }^\circ\text{C}$ a $88\text{ }^\circ\text{C}$, para ello se usarán tubos aletados de una pulgada, 14 BWG y con 8 aletas anulares de latón de $3/8$ de pulgada de alto de 20 BWG de grueso. Los tubos están arreglados en arreglo triangular de 2.25 pulgadas. ¿Cuál será el diseño del cambiador?

R.- Se requieren 12 hileras con 20 tubos cada una.

Problema 7.

Un intercambiador de calor de flujo cruzado se utiliza para calentar 1 kg/s de agua de 40 a $80\text{ }^\circ\text{C}$. ¿Cuál es el coeficiente total, si el aceite caliente que tiene un $C_p = 0.454\text{ kcal/kg }^\circ\text{C}$ fluye a razón de 2.6 kg/s y entra a $100\text{ }^\circ\text{C}$. El área de transferencia es de 20 m^2 .

R.- El coeficiente total es de $387\text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$.

Problema 8.

Estime el área de transferencia requerida en un cambiador de calor de flujo cruzado para enfriar $22\,800\text{ kg/h}$ de aire de 49 a $38\text{ }^\circ\text{C}$ empleando $52\,000\text{ kg/h}$ de agua a $15\text{ }^\circ\text{C}$. Suponga que el valor medio del coeficiente total es de $146\text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$.

R.- El área es de 15 m^2 .

Problema 9.

A un cambiador de calor de flujo cruzado entra 7.5 kg/s de agua a $16\text{ }^\circ\text{C}$ para enfriar 10 kg/s de aire que está a $120\text{ }^\circ\text{C}$. Si el coeficiente total de transferencia de calor es de $193\text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ y el área del cambiador es de 240 m^2 ¿Cuál será la temperatura de salida del aire?.

R.- La temperatura de salida del aire es de $23\text{ }^\circ\text{C}$.

Problema 10.

Se utiliza un aceite caliente para calentar una solución que tiene un $C_p = 1.12\text{ kcal/kg }^\circ\text{C}$. La solución entra a razón de 1364 kg/h a $15\text{ }^\circ\text{C}$ y sale a $55\text{ }^\circ\text{C}$. El aceite con $C_p = 0.46\text{ kcal/kg }^\circ\text{C}$ entra a $205\text{ }^\circ\text{C}$. El cambiador es de flujo cruzado y tiene un coeficiente de $135\text{ Kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$. Si la superficie del intercambiador es de 7.5 m^2 ¿Qué masa de aceite está pasando y a que temperatura saldrá?

R.- Se requieren 740 kg/h de aceite y saldrá a $30\text{ }^\circ\text{C}$.

Problema 11.

En un intercambiador de flujo cruzado se enfrían $13\,600\text{ kg/h}$ de aire que está a 0.2 kg/cm^2 manométrico y a $121\text{ }^\circ\text{C}$ hasta $38\text{ }^\circ\text{C}$. Se desea un intercambiador formado por tubos

con 8 aletas por pulgada de 0.5 pulgada de altura y 20 BWG de acero. Los tubos son de 1 pulgada 12 BWG y están dispuestos en arreglo triangular de 2.5 pulgadas.

¿Cuál será el coeficiente total?

R.- El coeficiente es de $375 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$.

Problema 12.

Para el problema 11 ¿Cuál será el área y el arreglo del cambiador?

Problema 13.

Para el problema anterior ¿Cuál sería la caída de presión del aire?

R.- La caída de presión es de $0.05 \text{ kg} / \text{cm}^2$.

Problema 14.

Un banco de tubos está formado por 10 hileras de 10 tubos . Los tubos son de 3/8 de pulgada y 1 pie de longitud y están colocados en arreglo triangular con espaciamento de 15 /32 de pulgada. Por el banco pasa aire a $20 \text{ } ^\circ \text{C}$ y 1 atm a razón de $0.3 \text{ kg} / \text{s}$. Si por los tubos pasa agua que entra a $93 \text{ } ^\circ \text{C}$ y a la velocidad de $1 \text{ m} / \text{s}$ y sale a $30 \text{ } ^\circ \text{C}$ ¿Cuál es la caída de presión esperada para el aire?

R.- La caída esperada es de $0.021 \text{ kg} / \text{cm}^2$.

Problema 15.

Para el problema 14

¿Cuál es la caída de presión esperada para el agua?

Problema 16.

Para el problema 14 ¿Cuál es el calor transferido? ¿Cuál es el área?

Problema 17.

Determine la eficiencia de una aleta circular de acero de 3.6 mm de espesor con radio interno de 60 mm y externo de 120 mm, si el coeficiente de la aleta es de $26 \text{ kcal} / \text{hm}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$ y el coeficiente de conductividad térmica del material de la aleta es de $25 \text{ kcal} / \text{h m } ^\circ \text{C}$. La temperatura en la superficie del tubo es de $80 \text{ } ^\circ \text{C}$.

R.- La eficiencia es de 0.855.

Problema 18.

Un tubo de acero aletado contiene 6 aletas circulares de 1/12 pulgadas de espesor. El diámetro de la aleta es de 2.75 pulgadas y el diámetro del tubo de 2 pulgadas. La temperatura del tubo es de $93 \text{ } ^\circ \text{C}$. El coeficiente de aleta es de $24 \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$, la conductividad térmica de la aleta es de $37 \text{ kcal} / \text{h m } ^\circ \text{C}$. ¿Cuál es la eficiencia de aleta esperada?

R.- La eficiencia es de 0.8.

Problema 19.

Se calienta aire haciéndolo pasar sobre un banco de cinco hileras de tubos de 1 pulgada 14 BWG de cobre y de 1.2 m de largo. Los tubos están espaciados con sus centros en los vértices de un triángulo equilátero. La distancia de centro a centro es de dos veces el diámetro de los tubos. Hay cinco tubos por hilera y existe un espacio de 0.5 pulgadas entre los tubos y el ducto. El vapor se condensa a $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ dentro de los tubos. Si entran $14\text{ m}^3/\text{min}$ de aire al calentador a 1 atm de presión y a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ¿ a qué temperatura saldrá el aire?

Problema 20.

Se calienta aire haciéndolo pasar sobre un banco de cinco hileras de tubos de 1 pulgada 14 BWG de cobre de 1.2 m de largo. Los tubos están espaciados con sus centros en vértices de un triángulo equilátero. La distancia de centro a centro es de dos veces el diámetro de los tubos. Hay cinco tubos por hilera y existe un espacio de 0.5 pulgadas entre los tubos y el ducto. El vapor se condensa a $108\text{ }^{\circ}\text{C}$ dentro de los tubos. Si entran $14\text{ m}^3/\text{min}$ al calentador a 1 atm y a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, encuentre el coeficiente de transferencia de calor para el aire, si la temperatura de salida es de $38\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Problema 21.

Se desean calentar 30 ton/h de vapor que está a 100 kg/cm^2 desde 310 hasta $500\text{ }^{\circ}\text{C}$. Al calentador se introduce vapor seco a 20 m/s que va por el interior de los tubos de acero de 1.25 pulgadas 15 BWG con $k = 19\text{ kcal/h m }^{\circ}\text{C}$ con 8 aletas circulares de $3/8$ por pulgada y con 0.035 pulgadas de espesor. Para calentar se utilizan gases de combustión con $C_p = 0.4\text{ kcal/kg }^{\circ}\text{C}$, la temperatura de los gases es de $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ con velocidad media de 15 m/s y que salen a $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ y en arreglo cuadrado con espaciamiento de 3 diámetros. ¿Qué tamaño tendrá el cambiador?

Problema 22.

Se calienta aire haciéndolo pasar sobre un banco de cinco hileras de tubos de 1 pulgada 14 BWG de cobre y de 1.2 m de largo. Los tubos están espaciados con sus centros en los vértices de un triángulo equilátero. La distancia de centro a centro es de dos veces el diámetro de los tubos. Hay cinco tubos por hilera y existe un espacio de 0.5 pulgadas entre los tubos y el ducto. El vapor se condensa a $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ dentro de los tubos. Si entran $14\text{ m}^3/\text{min}$ de aire al calentador a 1 atm de presión y a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y sale a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ¿servirá el equipo indicado para la operación?

Problema 23.

Se desea precalentar $10\,000\text{ kg/h}$ de aire que está a la presión de 1 atm de 20 a $93\text{ }^{\circ}\text{C}$ usando vapor de agua que se condensará a $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ dentro de tubos de acero de una pulgada Cd 40 y de 1.5 m de largo. El cambiador debe estar formado por bancos de tubos en arreglo triangular espaciados 2.5 pulgadas. El calentador deberá tener una altura igual a la de 40 tubos. ¿Cuál es el número de tubos requeridos?

Problema 24.

Un calentador de aire de flujo cruzado y en arreglo triangular se usa para calentar aire. Los tubos son de 4.45 cm de diámetro externo. El fluido calentante pasa por dentro de los tubos y el aire a la presión de una atmósfera pasa en dirección normal a los tubos. ¿Cuál es el coeficiente de transferencia de calor para el aire, si su temperatura media es de 200°C ? La velocidad máxima del aire es de 12 m / s.

Capítulo IX

Refrigerantes de aire, aerorrefrigerantes o sólo aire.



Los refrigerantes de aire son intercambiadores , enfriadores o condensadores, que utilizan el aire como fluido refrigerante, siendo éste impulsado o aspirado por ventiladores contra el haz tubular por el que circula el fluido a enfriar o condensar.

Partes de los aerorrefrigerantes y definiciones

Antes de proceder con el estudio de los aerorrefrigerantes es conveniente definir una serie de términos que se utilizan frecuentemente:

- Haz tubular: Conjunto formado por tubos, cabezal y bastidores.
- -Sección: Conjunto de uno o más haces tubulares servidos por uno o más ventiladores, con estructura, cámara de aire y otras partes comunes.
- -Unidad: Conjunto de uno o más haces tubulares dispuestos en una o más secciones con un único servicio (por ejemplo: condensador de nafta).
- -Grupo: Conjunto de una o más unidades dispuestas en una estructura continúa.
- En la figura siguiente se incluye una planimetría en la que se pueden observar las diferencias entre los cuatro términos enumerados.

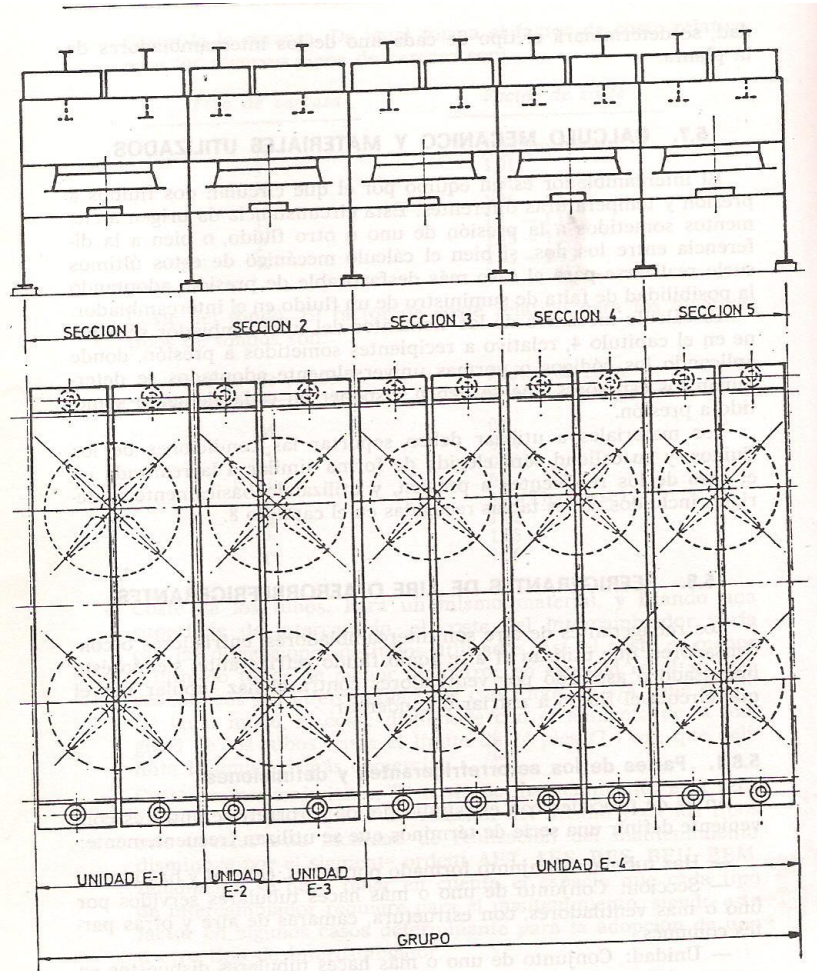




Fig.- Disposición de un grupo de aerorrefrigerantes.

Para proceder a la descripción de los aero refrigerantes se puede indicar que estos están formados, básicamente, por las siguientes partes:

- Haz tubular.
- Cámara de aire.
- Grupo de ventilador –motor.
- Accesorios.

En la siguiente figura se incluye el alzado esquemático de dos aero

refrigerantes donde se muestran las partes fundamentales antes mencionadas para aero refrigerantes de tiro forzado y de tiro inducido.

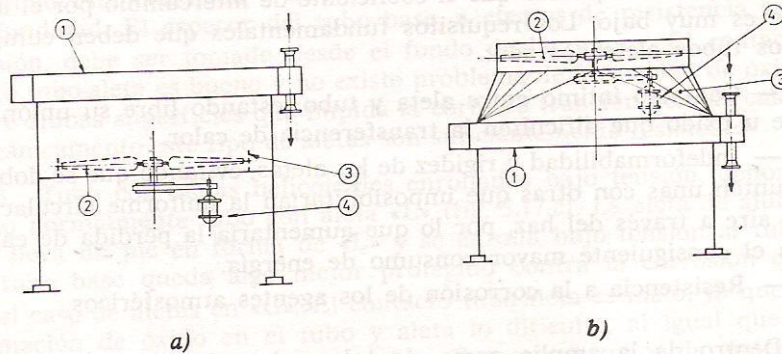


Fig. 1.- Esquema de aerorrefrigerantes. A) Tipo forzado. B) Tipo inducido. 1) Haz tubular. 2) Ventilador. 3) Cámara de aire. 4) Motor.

Tiro forzado o tiro inducido

Antes de comenzar el diseño de un aerorrefrigerante se debe definir el tipo de tiro a adoptar: forzado o inducido.

El número de instalaciones con tiro forzado es superior a las de tiro inducido. Sin embargo, las ventajas que ofrecen en algunos casos estos últimos no deben ser olvidadas y deben ser tenidas en cuenta antes de proceder. A continuación se exponen las ventajas de cada tipo de aerorrefrigerantes, que servirán para la elección del tipo de tiro a utilizar.

Ventajas del tiro forzado

- 1.- Más fácil montaje y reemplazamiento de haces.
- 2.- Más fácil mantenimiento.
- 3.- Sin limitación mecánica de temperatura de descarga del aire (en tiro inducido este límite es de 82 ° C).
- 4.- Generalmente menor potencia requerida para elevaciones de temperatura del aire mayores de 28°C.
- 5.- Menor cantidad de estructura requerida.

Ventajas del tiro inducido

- 1.- Menor recirculación del aire desde la descarga a la succión.
- 2.- Generalmente necesita menor potencia para elevaciones de temperatura del aire menores de 28°C.
- 3.- mayor protección del haz de tubos en condiciones meteorológicas adversas (lluvia, granizo, nieve).

Haz tubular

Es el conjunto formado por tubos, cabezales y bastidor, que está situado sobre (o bajo) las cámaras de aire, dependiendo de que el tiro sea forzado o inducido.

Un aerorrefrigerante de tiro forzado es aquél en el que el aire es impulsado sobre el haz de tubos por los ventiladores; en este caso el haz tubular está situado sobre el conjunto ventilador-motor.

Un aerorrefrigerante de tiro inducido es aquél, en el que el aire, es aspirado por los ventiladores, circulando a través del haz tubular que está situado bajo el conjunto motor-ventilador.

Dentro del haz tubular hay que distinguir los siguientes elementos básicos:

a) Tubos.

Los tubos utilizados en los aerorrefrigerantes son, generalmente, aletados y formados por un tubo base de material idóneo para el fluido que viaja por el interior, y unas aletas transversales, normalmente circulares, de material adecuado para su construcción (usualmente de aluminio y más raramente de acero galvanizado o cobre).

El objeto de aletar los tubos, es aumentar la superficie de intercambio para compensar que el coeficiente de intercambio del lado del aire es muy bajo. Los requisitos fundamentales que deben cumplir estos tubos aletados son:

-Contacto íntimo entre aleta y tubo, estando libre su unión de aire u óxido que dificultan la transferencia de calor.

- Indeformabilidad y rigidez de las aletas, lo que evita que se doblen y juntes unas con otras lo que imposibilitaría la libre y uniforme circulación del aire a través del haz, por lo que aumentaría la pérdida de presión con el consiguiente aumento del consumo de energía.

-Resistencia a la corrosión de los agentes atmosféricos.

Dentro de la amplia gama de tubos aletados existentes en el mercado, los más utilizados son:

Diámetro exterior: 1 "(25.4 mm).

Aletas circulares de diámetro: 2 ¼" (57 mm).

- Espesor del tubo base: $\approx .083''$ a $0.132''$ (2.11 a 3.4 mm).
- Espesor de las aletas: $1/64''$ (0.4mm).
- Número de aletas /pulgada: 7 a 11.
- Longitud de los tubos: 10 a 20 (3 a 6 m).

La utilización de tubos que encajen dentro de las dimensiones indicadas garantizan la facilidad de compra en el mercado y su menor costo por ser de fabricación estandarizada. A pesar de estas ventajas, la utilización de tubos con otras dimensiones son totalmente aceptable.

La unión del tubo con la aleta puede ser realizada de varias formas, y entre las más usuales están las que a continuación se indican:

1.- Tubo bimetálico con aletas extruidas, consistente en un tubo encamisado con otro de aluminio (o cobre) del cual se obtienen las aletas por extrusión. Como variante al tubo bimetálico existe el tubo mono metálico, en el que las aletas provienen del mismo tubo base. Este tipo de tubo garantiza un buen contacto tubo- aleta y protegen al tubo base de los agentes corrosivos de la superficie exterior. Al no existir ranuras para el encastramiento de las aletas en el tubo, permite utilizar espesores menores en el tubo base (salvo en el caso del mono metálico). Este tipo de aletas sólo permiten un número máximo de ocho aletas /pulgada. Mecánicamente son de una resistencia aceptable.

2.- Tubo con aletas helicoidales incrustadas mecánicamente, denominados comúnmente

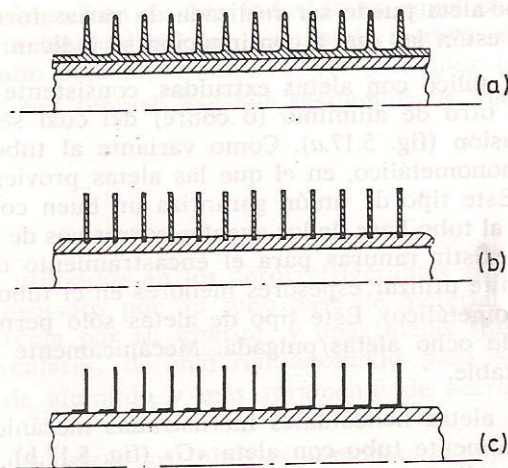


FIG. 5.17. Tipos de tubos aleteados. a) Bimetálicos. b) Aletas incrustadas. c) Aletas enrolladas.

Tipo	Temperatura máxima permitida
Bimetálico	550° F (290° C)
Aletas incrustadas (Tipo G)	750° F (400° C)
Aletas enrolladas (Tipo L)... ..	350° F (175° C)

como tubos G. La aleta de aluminio está enrollada e incrustada en una ranura de 0.25 mm de profundidad. El espesor del tubo base, a efectos de resistencia a la presión, debe ser tomado desde el fondo de la ranura. El contacto entre el tubo y la aleta es bueno y no existen problemas de formación de óxido entre ambas superficies que impida la correcta transferencia del calor. Mecánicamente este tipo de aletas son suficientemente resistentes.

3.- Tubo con aletas helicoidales enrolladas bajo presión, denominados comúnmente como tubos tipo L. La aleta de aluminio lleva un pie en forma de L y se enrolla bajo presión al tubo. El contacto tubo y aleta es malo, ya que

la formación de óxido en el tubo y la aleta lo dificulta, al igual que la posible presencia de aire entre ambos. En el caso de tubos de material costoso, este tipo de aletas permite usar tubos de menor espesor, ya que no es preciso ranurar los mismos. Mecánicamente son poco resistentes, por lo que se deforman y despegan fácilmente.

Existen otros tipos de uniones, tales como las aletas soldadas, aletas galvanizadas, etc.

Antes de proceder a la elección se debe tener en cuenta que:

-Como los tubos son bimetálicos, las dilataciones térmicas son diferentes para los dos metales, por lo que de acuerdo con el tipo de unión pueden soportar mejor o peor estas diferencias, dando como producto las siguientes limitaciones a su utilización:

-Generalmente el tubo bimetálico aletado es mucho más costoso que los otros tipos, siendo el más económico el tubo L, aunque la diferencia con el tipo G es pequeña, salvo en tubos con material base muy costoso. El tipo de tubos G, debido a su mayor temperatura permitida de servicio, así como a su moderado precio, es el comúnmente utilizado, salvo en los casos en que el material del tubo base sea muy costoso, en ese caso se pueden utilizar los otros tipos, que permiten utilizar tubo base de un menor espesor.

Cuando el coeficiente del lado externo del tubo metálico es mucho menor que el coeficiente interno, como sucede en el caso de que se condense vapor de agua en el interior de un tubo que se utiliza para calentar aire, las superficie externas aletadas (también llamadas superficies extendidas) son de mucha utilidad para aumentar sustancialmente la cantidad de calor transferida por unidad de superficie.

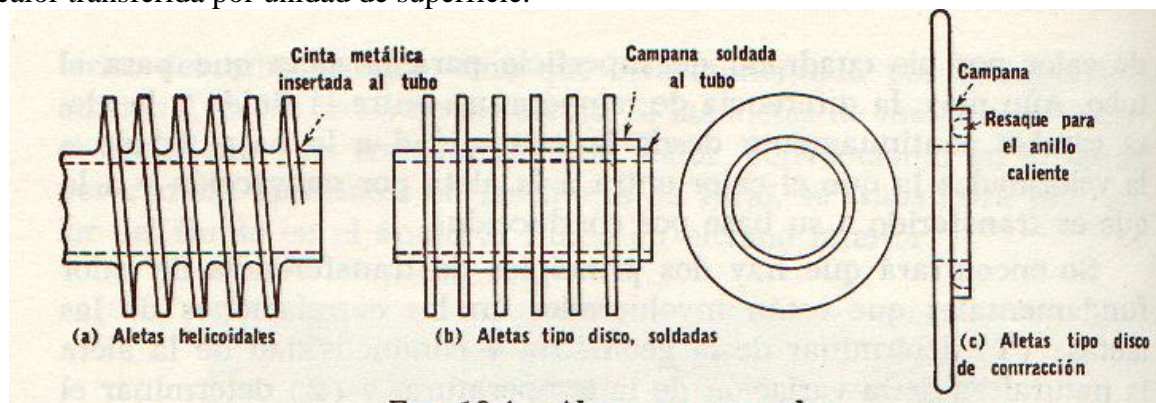


Fig. 3.- Tipos de aletas transversales.

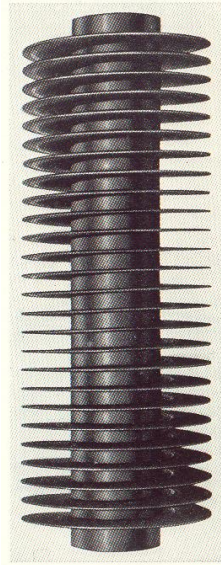


Fig.4.- Tubo aletado.

b) Cabezales

Los cabezales son los elementos por donde ingresa y sale el fluido al equipo, distribuyéndolo por los diferentes pasos de los tubos, siendo una de sus paredes una placa tubular llamada espejo. Los tipos más usuales son los que describimos a continuación:

1.- Cabezales con tapa desmontable.

Son cajas en forma de paralelepípedo, cuya cara opuesta a la placa tubular es una tapa desmontable. Esta última tapa es bridada, lo que permite su rápido desmontaje, realizándose con mayor facilidad la limpieza mecánica de los tubos. Este tipo de cabezales es generalmente usado para servicios cuyas presiones no sean elevadas y con fluidos muy sucios.

2.- Cabezal soldado con tapones.

Al igual que los anteriores son cajas en forma de paralelepípedos, con todas sus caras soldadas y en los que la cara opuesta a la placa tubular (espejo) está provista de agujeros con sus respectivos tapones, frente a cada tubo. Esta disposición permite la limpieza mecánica tubo a tubo por medio de un rascador. Este tipo de cabezal es el de mayor utilización, y es recomendable para servicios con presiones medias y bajas y para todo tipo de fluidos, excepto para los que son muy sucios.

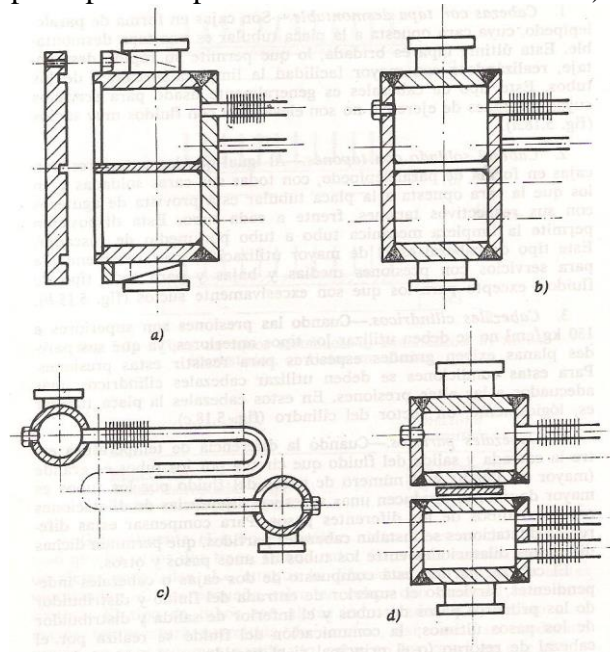
3.- Cabezales cilíndricos.

Cuando las presiones son superiores a 130 kg / cm^2 no se deben utilizar los tipos anteriores, ya que sus paredes planas exigen grandes espesores para resistir esas presiones. Para estas condiciones, se deben utilizar cabezales cilíndricos, más adecuados a las altas presiones. En estos cabezales, la placa tubular es, lógicamente un sector del cilindro.

4.- Cabezales partidos.

Cuando la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del fluido que circula por los tubos es grande (mayor de 80°C) y el número de pasos del fluido por los tubos es mayor de uno, se producen unas sucesivas dilataciones entre los tubos de los diferentes pasos. Para compensar estas diferentes dilataciones se instalan cabezales partidos, que permiten dichas diferentes dilataciones entre los tubos de unos pasos y otros.

El cabezal partido está compuesto de dos cajas o cabezales independientes, sirviendo el superior de entrada del fluido y distribuidor de los primeros pasos de tubos y el inferior de salida y distribuidor de los pasos últimos; la comunicación del fluido se realiza por el cabezal de retorno (o el principal si el partido es el cabezal de retorno).

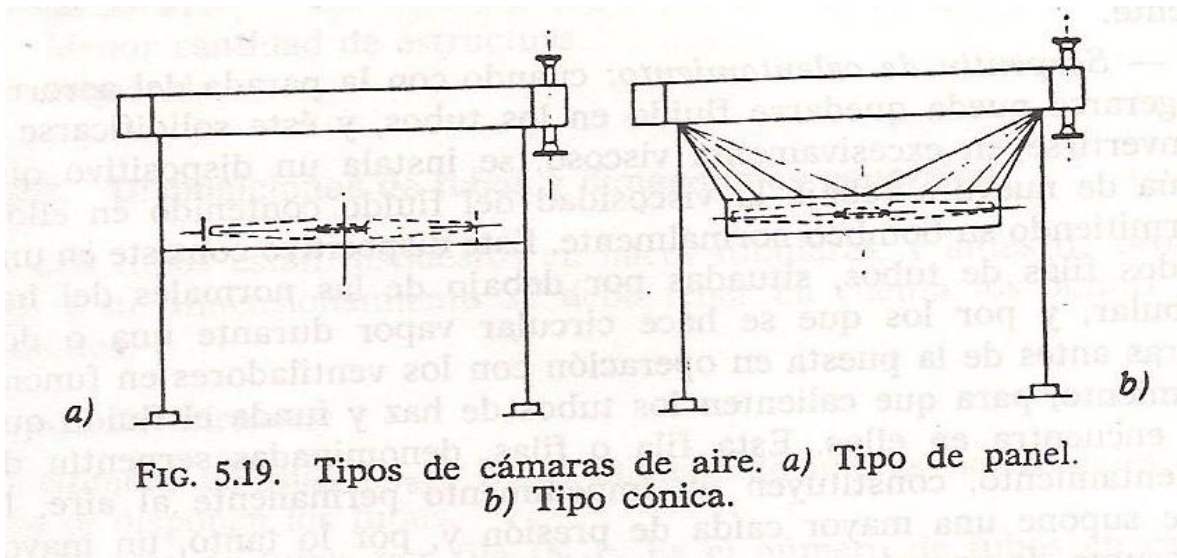


c) Bastidor.

El bastidor está constituido por marcos situados perpendicularmente a los tubos a los que soportar a través de unas pequeñas chapas de aluminio que, además, sirven como distanciadores de los tubos a lo largo del aero refrigerador. Los marcos están situados entre sí 1.5 metros, y todos ellos van soportados por dos vigas paralelas a los tubos que cierran el bastidor.

Cámaras de aire

La misión de las cámaras de aire es conducir el aire desde el ventilador hasta su choque con el haz tubular. Básicamente son de dos tipos: de panel y cónicas. En la figura siguiente se representan esquemáticamente estos dos tipos en el caso del tiro forzado, pero los dos tipos se utilizan también, para el tiro inducido. En general, las cámaras de aire cónicas son más efectivas, pero su coste es más elevado que las del tipo panel, por lo que el uso del panel es más extendido; en el caso del tiro inducido el uso de cámaras cónicas es de utilización casi exclusivo.



Ventiladores

Los ventiladores utilizados son de flujo axial con 4 a 6 palas, que dan grandes caudales y pequeñas presiones. Las palas son habitualmente, fabricadas de resinas sintéticas reforzadas con fibra de vidrio, aunque hay palas de aluminio y de otras aleaciones ligeras.

Los ventiladores utilizados en estos equipos son de dos tipos: los ventiladores con regulación manual, en los que se puede variar el ángulo de ataque de las palas solamente a ventilador parado y manualmente, y los ventiladores con regulación automática, o auto variables en los que se varía el ángulo de ataque durante la marcha por medio de una cabeza servomotora a la que llega una señal en función de la temperatura de salida del fluido.

Accesorios.

Persianas: son elementos que se colocan a la descarga del aire y tienen por objeto regular el caudal del aire que atraviesa el haz tubular. Son muy utilizadas en climas extremos y como ayuda a la regulación del caudal del aire que suele ser muy grande. Las persianas pueden instalarse con regulación manual o automática, para que se abran o cierren.

Interruptores de vibración: Son dispositivos que se colocan para desconectar los ventiladores en caso de vibraciones excesivas. Protegen a la estructura de los esfuerzos causados por las vibraciones.

Serpentines de calentamiento: Al parar el aero refrigerante puede quedar fluido en los tubos y si este es viscoso puede llegar a solidificarse por ello se instala este dispositivo para rebajar la viscosidad del fluido, permitiendo su bombeo. Este dispositivo consiste en una o dos filas de tubos, situadas por debajo de las normales del haz y por lo que se hace pasar vapor durante una o dos horas antes de la puesta en operación con los ventiladores en funcionamiento, para que calienten los tubos del haz y fundan el líquido que se encuentra en ellos. Esta fila o filas, denominadas serpentín de calentamiento, constituyen un impedimento permanente al aire, lo que supone una mayor caída de presión y, por lo tanto, un mayor consumo de energía permanente, por lo que se deben evitar siempre que sea posible.

Disposición de los tubos y dimensiones generales

Los tubos están dispuestos en haces y antes de proceder a su dimensionamiento se deben tener en cuenta los puntos siguientes:

a) Definiciones:

Número de filas (Nr): Es el número de hileras horizontales en que se disponen los tubos.

Número de tubos por fila (Ntf): Es el número de tubos en cada hilera de un haz.

Número de tubos por haz (Ni): Es el número de tubos de cada haz.

b) Disposición de los tubos.

Los tubos se disponen de forma regular y generalmente ocupando los vértices de un triángulo equilátero (arreglo triangular) o de tres bolillo). La distancia entre centro y centro (ejes) de los tubos se denomina paso (Pt) o pitch, y su valor debe ser tal que las aletas no se toquen. Como guía práctica se calcula de forma que las separe de 8 a 10 mm; así pues se tiene que:

$Pt = D_f + (8 \text{ a } 10) \text{ mm}$, en donde D_f es el diámetro exterior aletado en mm.

b) Dimensión del haz, sección y unidad.

Una vez fijado el número de tubos y el número de filas, se puede determinar las dimensiones del haz, sección y la unidad.

Un ejemplo de un aerorrefrigerante sería:

Tubos de diámetro de 1" (25.4 mm).

Diámetro exterior del tubo aletado 2 1/4" (57 mm).

Disposición de los tubos: arreglo triangular 2 9/16" (65 mm) de paso o pitch.

Las dimensiones más importantes se calculan como:

Anchura mínima del cabezal L_c :

$L_c = (N_{tf} - 0.5) Pt + 4$, en pulgadas.

Anchura total del haz L_h :

$L_h = L_c + 3.5$, en pulgadas.

Anchura de sección con dos haces iguales L_s :

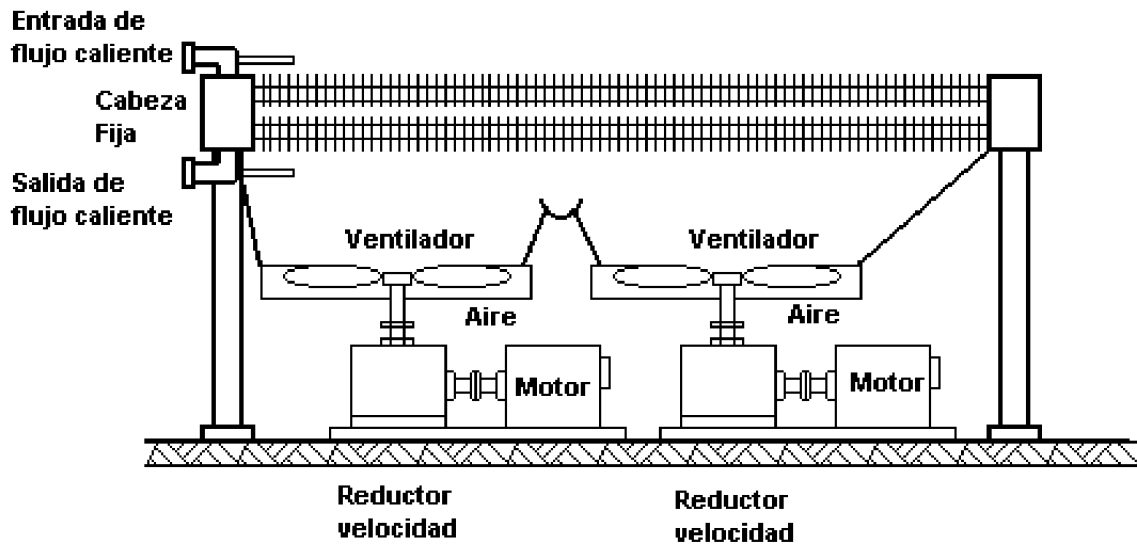
$L_s = 2 L_h + 3.5$, en pulgadas.

Anchura de la unidad L_u :

$L_u = \sum L_s$, en pulgadas.

c) Limitaciones en las dimensiones del haz.

d) Normalmente, la anchura máxima de un haz no es superior a 2.8 m, lo que permite utilizar medios normales de transporte. En todo caso su valor no debe ser superior a 3.2 m. Al fijar la longitud máxima se fija automáticamente el número máximo de tubos por filas. Otras veces la limitación del haz viene dada por el peso máximo del mismo, que estará en función de los medios disponibles para su montaje y mantenimiento. En general el peso máximo del haz no debe ser superior a 15 toneladas. Otra limitación es el número de filas, que deberá estar entre tres y



Cálculo termodinámico de los aerorrefrigerantes

El cálculo termodinámico de los aerorrefrigerantes se realiza siguiendo el mismo cálculo sistematizado que el que se emplea para los intercambiadores de calor de haz y tubos, utilizando sólo las variaciones que reporta el empleo del aire que pasa por el exterior de tubos aletados.

1.- Cálculo del calor que debe ser retirado:

El calor que debe ser retirado es un dato de diseño y que está dado por:

$$M_1 C_{p1} (T_1 - T_2) = M_3 C_{p3} (T_4 - T_3) = Q$$

En donde M_1 y M_2 son las masas del fluido que se debe enfriar y la masa del aire.

C_{p1} y C_{p2} son las capacidades caloríficas promedio del fluido y del aire.

2.- Cálculo del aire requerido

La cantidad de aire requerido estará en función del calor que se requiere extraer y de las temperaturas de entrada y de salida del aire.

- a) Temperatura de entrada del aire. Corresponde al usuario fijar la temperatura del aire que se debe tomar para el diseño del aerorrefrigerante. Un medio utilizado para determinarla es tener el dato de la temperatura promedio para los cuatro meses más calientes y con ellos tomar la temperatura de diseño. A esa temperatura básica de diseño se le agrega 2 o tres grados centígrados para compensar por la proximidad de los equipos emisores de calor que estén en la cercanía.
- b) Temperatura de salida. La temperatura de salida del aire la determina el diseñador con base en el diseño más económico y que depende de los costos de ventilación y mantenimiento. Por lo general no debe ser superior a 80 °C y no debe tener un acercamiento de menos de 5 °C.

3.- Obtención de la diferencia media de temperaturas.

Las diferencias de temperaturas se calculan como si fuera un 1-1 con flujo a contracorriente.

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

Luego se procede a calcular F mediante:

$$X = \frac{Tf_2 - Tf_1}{Tc_1 - Tf_1} = \frac{\text{calor recibido}}{\text{rango}}$$

$$Z = \frac{Tc_1 - Tc_2}{Tf_2 - Tf_1} = \frac{\text{calor dado}}{\text{calor recibido}} = \text{eficiencia}$$

Ver gráfico siguiente:

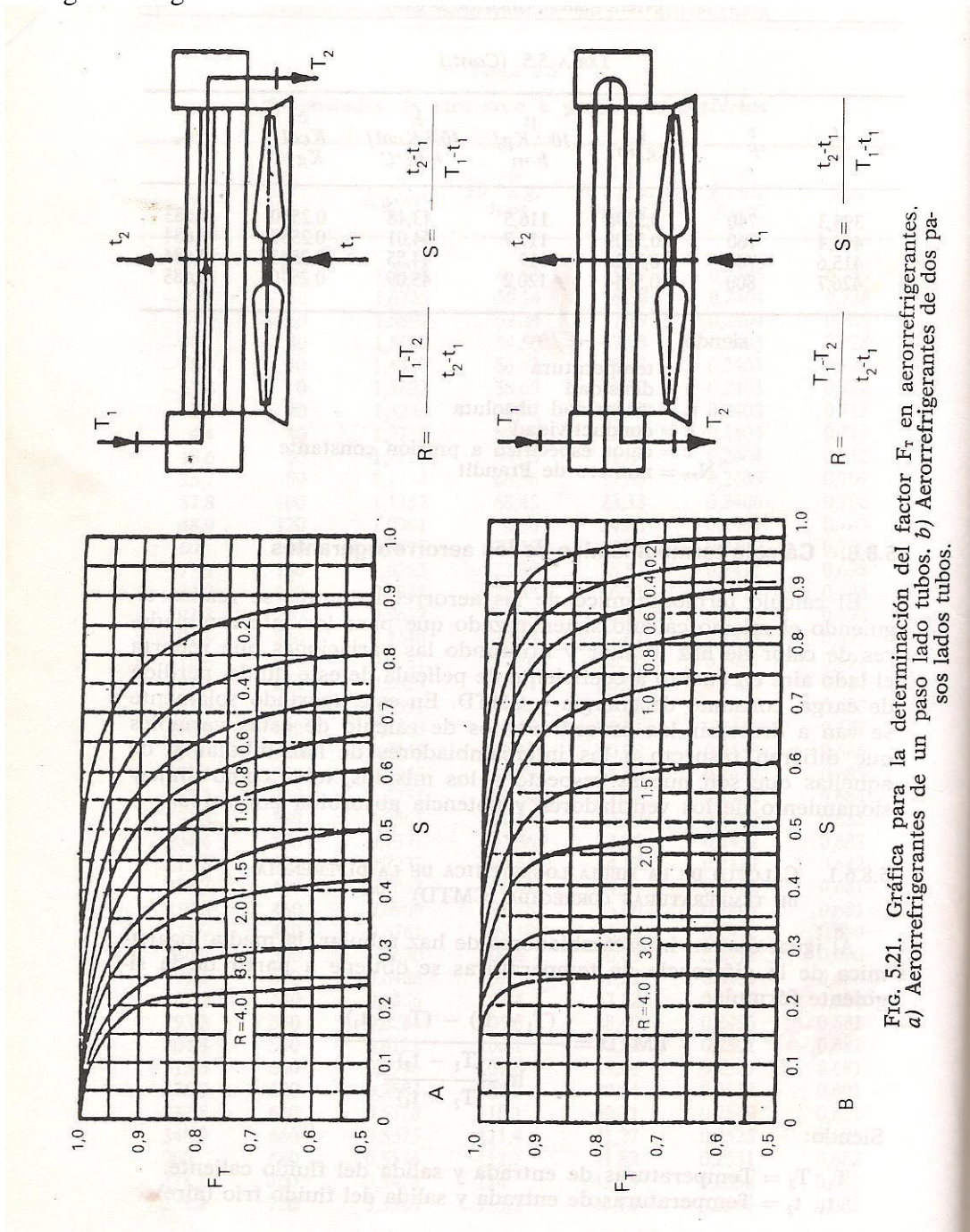


Fig. 5.21. Gráfica para la determinación del factor F_r en aerorefrigerantes. a) Aerorefrigerantes de un paso lado tubos. b) Aerorefrigerantes de dos pasos lado tubos.

4.- Colocación de los fluidos.

El fluido que se debe enfriar en los aerorefrigerantes siempre se coloca por el interior de los tubos y puede estar a alta presión puede ser corrosivo y tener tendencia al incrustamiento, ya que el interior de los tubos es más fácil de limpiar, también puede tener

alta viscosidad. En general se debe aplicar la máxima velocidad posible utilizando una caída de presión no mayor a 0.7 kg / cm^2 .

Por fuera de los tubos circula el aire.

5.- Suponer un coeficiente de transferencia de calor y calcular el área de transferencia de calor de acuerdo a la ecuación

$$Q = U_i A_i \Delta T_m F$$

En donde: en donde:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{fi}'} + \frac{1}{h_i'}}$$

$$h_i' = \frac{h_i \times h_{di}}{h_i + h_{di}}$$

$$h_{fi}' = (\Omega A_f + A_o) \frac{h_f'}{A_i}$$

$$h_f' = \frac{h_{do} \times h_f}{h_{do} + h_f}$$

En donde:

U_i = coeficiente total de transferencia de calor basado en el área interna del tubo interno.

Ω = eficiencia de aleta.

A_f = área de transferencia de calor de las aletas.

A_o = área de tubo sin aletas.

A_i = área interna de transferencia de calor.

h_i = Coeficiente interno de transferencia de calor.

$$h_{di} = \frac{1}{R_{di}} ; R_{di} = \text{Resistencia por suciedad interna.}$$

$$h_{do} = \frac{1}{R_{do}} ; R_{do} = \text{resistencia por suciedad externa.}$$

h_f = Coeficiente externo de aletas

6.- Suponer una velocidad para el fluido.

Generalmente se supone una velocidad para el fluido que va por el interior de los tubos, esa velocidad está entre 0.5 y 1.5 m/s. Con el caudal del líquido y la velocidad se puede obtener el número de tubos requeridos por paso.

Con el número de tubos se puede obtener el número de pasos por el lado de los tubos y el diámetro de la coraza D_s mediante las tablas del apéndice.

El número de tubos requeridos será:

$$N_T = \frac{A_o}{\text{área de transferencia de calor del tubo}}$$

Los diámetros de tubos más frecuentes:

Para $D_o = 0.75$ pulgadas el área de flujo de calor es de $0.1963 \frac{\text{pies cuadrados}}{\text{pie de tubo}}$

Para $D_o = 1$ pulgada, el área de flujo de calor es de $0.2618 \frac{\text{pies cuadrados}}{\text{pie de tubo}}$

7.- Coeficiente de transferencia de calor del lado interno. h_i :

Para el fluido que circula por *el interior de los tubos* sin cambiar de fase:

En el caso de que los gases o los líquidos se desplacen en forma forzada por el interior de tubos los coeficientes dependerán del régimen de flujo que se presente:

Flujo laminar

La ecuación general aplicable a este caso es:

$$Nu = 2 \left(\frac{W C_p}{k L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

Siendo:

$W = \text{kg / h}$ de fluido que pasa por el interior del tubo.

$L = \text{longitud del tubo en m}$, μ_s viscosidad del fluido a la temperatura media de la pared, μ viscosidad a la temperatura media del fluido, k conductividad térmica del fluido a la temperatura media del fluido, C_p capacidad calorífica media del fluido y Un es el número de Nusselt.

Para fluidos poco viscosos o cuando T_s es grande:

$$Nu = 1.75 \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left[\frac{W C_p}{k L} (1 + 0.015 Z)^{\frac{1}{3}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

En donde

$$Z = \frac{L^2}{D^2} Gr Pr$$

Región de transición

Para Re de 2100 a 10 000

$$\frac{h D}{k} = 0.116 \left[\text{Re}^{\frac{2}{3}} - 125 \right] (\text{Pr})^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

Todas las propiedades del fluido, excepto μ_s , se evalúan a la temperatura media de éste:

Flujo turbulento

Para Re > de 10 000

$$Nu = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \text{ en calentamiento}$$

$$Nu = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3} \text{ en enfriamiento}$$

En el caso de los gases, como el Pr es constante e igual a 0.74

$$Nu = 0.021 \text{Re}^{0.8}$$

Para fluidos muy viscosos

$$Nu = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

En la que μ_s es la viscosidad del fluido a la temperatura media de la pared del tubo y μ es la viscosidad del fluido a la temperatura media del fluido.

Las ecuaciones anteriores se encuentran dibujadas en la gráfica siguiente:

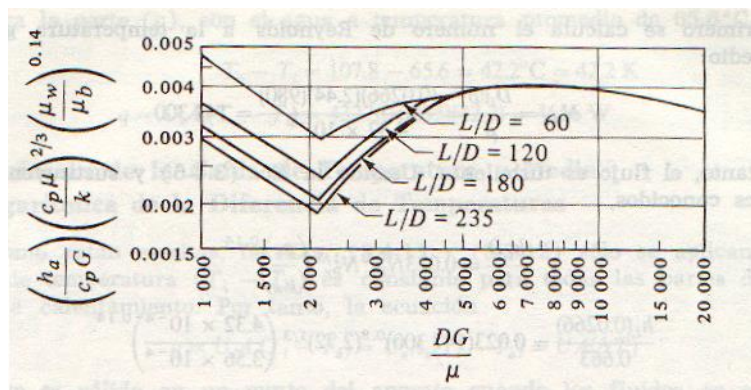


Fig.15.- Coeficientes de transferencia de calor por el interior de tubos.

8.- Cálculos para el lado del aire.

Dada la complejidad de los cálculos, y como medio de simplificación, se realizan una serie de hipótesis que cubren la inmensa mayoría de los aerorrefrigerantes existentes, siendo estas:

Los tubos son cilíndricos.

Las aletas son circulares y de espesor uniforme en toda su extensión.

Los tubos están dispuestos en arreglo triangular.

Antes de comenzar el cálculo del coeficiente de película y de las pérdidas de presión es necesario definir, los siguientes parámetros.

a) Diámetro equivalente (De)

$$De = 4 r_H$$

$$D_e = \frac{2 (A_f + A_o)}{\pi (\text{perímetro proyectado})}, \text{ en pulgadas}$$

siendo A_f y A_o las superficies de aletas y tubo liso, respectivamente, y siendo el perímetro proyectado la suma de todas las distancias externas en la vista de planta de un tubo aleteado transversal (ver fig. 5.22).

El valor de este diámetro equivalente se obtiene desarrollando la correlación de la siguiente forma:

$$A_o = 12 \pi d_o - 12 \pi d_o n_f e_f, \text{ en pulgadas}^2/\text{pie lineal.}$$

$$\text{Perímetro proyectado} = 2 \times \frac{D_f - d_o}{2} \times n_f \times 2 \times 12 + 2 (12 d_o - n_f e_f 12),$$

en pulgadas²/pie lineal.

Simplificando estas correlaciones, su valor resulta:

$$A_f = 18,85 (D_f^2 - d_o^2) n_f.$$

$$A_o = 37,7 d_o (1 - n_f e_f).$$

$$\text{Perímetro proyectado} = 24 n_f (D_f - d_o) + 24 (d_o - n_f e_f).$$

Siendo D_f diámetro exterior de las aletas, pulgadas.

e_f espesor de las aletas, pulgadas.

n_f número de aletas por pulgada.

Por tanto, el calor del diámetro equivalente — D_e — será:

$$D_e = \frac{(D_f^2 - d_o^2) n_f - 2 d_o (1 - n_f e_f)}{2 (D_f - d_o) n_f + 2 (d_o - n_f e_f)}, \text{ pulgadas}$$

$$r_H = \frac{\text{Area de flujo}}{\text{Perímetro mojado de transferencia de calor}}, \text{ También:}$$

$$a_a = \left[\frac{P_T (L - 0,3)}{12} \left(\frac{N_T}{N_R} - 1 \right) - \frac{d_o N_T (L - 0,3)}{12 N_R} - \frac{n_f e_f N_T (L - 0,3) (D_f - d_o)}{12 N_R} \right] N_{hu}, \text{ pie}^2$$

siendo N_{hu} el número de haces por unidad.

c) *Diámetro volumétrico equivalente (D'_{ev}):*

$$D'_{ev} = \frac{4 \times \text{volumen libre neto}}{A_f + A_o}$$

El volumen libre neto es el volumen de un prisma que tiene por base el triángulo formado por tres tubos situados en dos filas y un pie de altura, menos los volúmenes de los tres tubos y aletas comprendidos dentro de este prisma. Su valor se obtiene:

$$\text{Volumen libre neto} = 0,433 P_T^2 - 0,39 d_o - 4,71 n_f e_f (D_f^2 - d_o^2), \text{ pie}^3$$

Por lo tanto, el valor del diámetro volumétrico equivalente será:

$$D'_{ev} = \frac{1,73 P_T^2 - 1,57 \cdot d_o - 18,85 \cdot n_f \cdot e_f (D_f^2 - d_o^2)}{A_f + A_o}, \text{ en pies}$$

Área de paso del aire.

La sección mínima de paso de aire es igual al espacio libre entre tubos de una fila, y por lo tanto, su valor se obtiene restando al área en planta del aerorrefrigerante la ocupada por los tubos y las aletas de una fila. Desarrollando matemáticamente resulta la siguiente expresión:

c) Caudal y velocidad másica del aire.

El caudal de aire requerido para transmitir el calor Q , se obtiene a partir de las propiedades medias del aire y es:

$$W_a = Q / (C_p \Delta T)$$

Con lo que la velocidad másica será:

$$G_a = W_a / a_a$$

También pueden emplearse las correlaciones de Gunter y Shaw.

$$a_a = \left[\frac{P_T (L - 0,3)}{12} \left(\frac{N_T}{N_R} - 1 \right) - \frac{d_o N_T (L - 0,3)}{12 N_R} - \frac{n_f e_f N_T (L - 0,3) (D_f - d_o)}{12 N_R} \right] N_{hu}, \text{ pie}^2$$

siendo N_{hu} el número de haces por unidad.

c) *Diámetro volumétrico equivalente* (D'_{ev}):

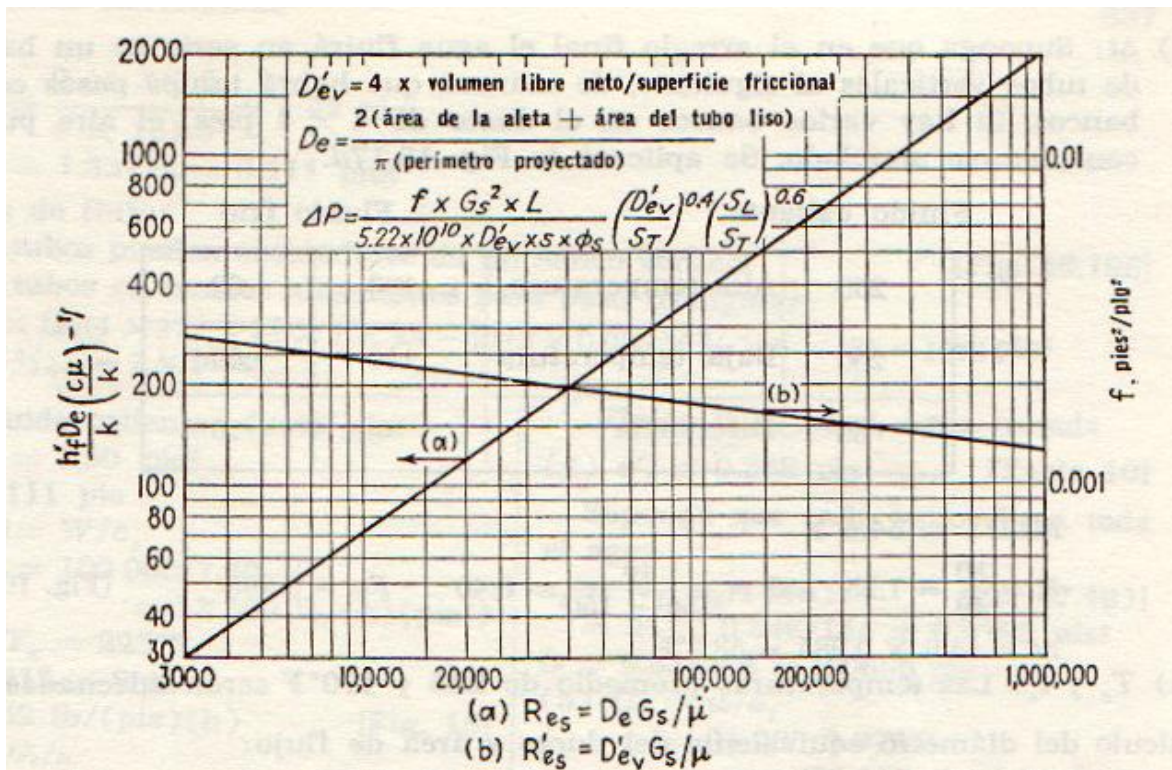
$$D'_{ev} = \frac{4 \times \text{volumen libre neto}}{A_f + A_o}$$

El volumen libre neto es el volumen de un prisma que tiene por base el triángulo formado por tres tubos situados en dos filas y un pie de altura, menos los volúmenes de los tres tubos y aletas comprendidos dentro de este prisma. Su valor se obtiene:

$$\text{Volumen libre neto} = 0,433 P_T^2 - 0,39 d_o - 4,71 n_f e_f (D_f^2 - d_o^2), \text{ pie}^3$$

Por lo tanto, el valor del diámetro volumétrico equivalente será:

$$D'_{ev} = \frac{1,73 P_T^2 - 1,57 \cdot d_o - 18,85 \cdot n_f \cdot e_f (D_f^2 - d_o^2)}{A_f + A_o}, \text{ en pies}$$



d) Coeficiente de película h_f del aire. Las correlaciones más empleadas son producto de los datos publicados por Jamenson, Tate y Cartinhour:

Fig. 5.-Coeficientes de transferencia de calor y factor de fricción para bancos aletados.

e) Eficiencia de las aletas.

El valor de la eficiencia de aletas se calcula con la ayuda de gráficas como las que se muestran a continuación. Donde k_f es la conductividad de la aleta, para aletas de aluminio k_f vale 110 Btu/h pie °F,

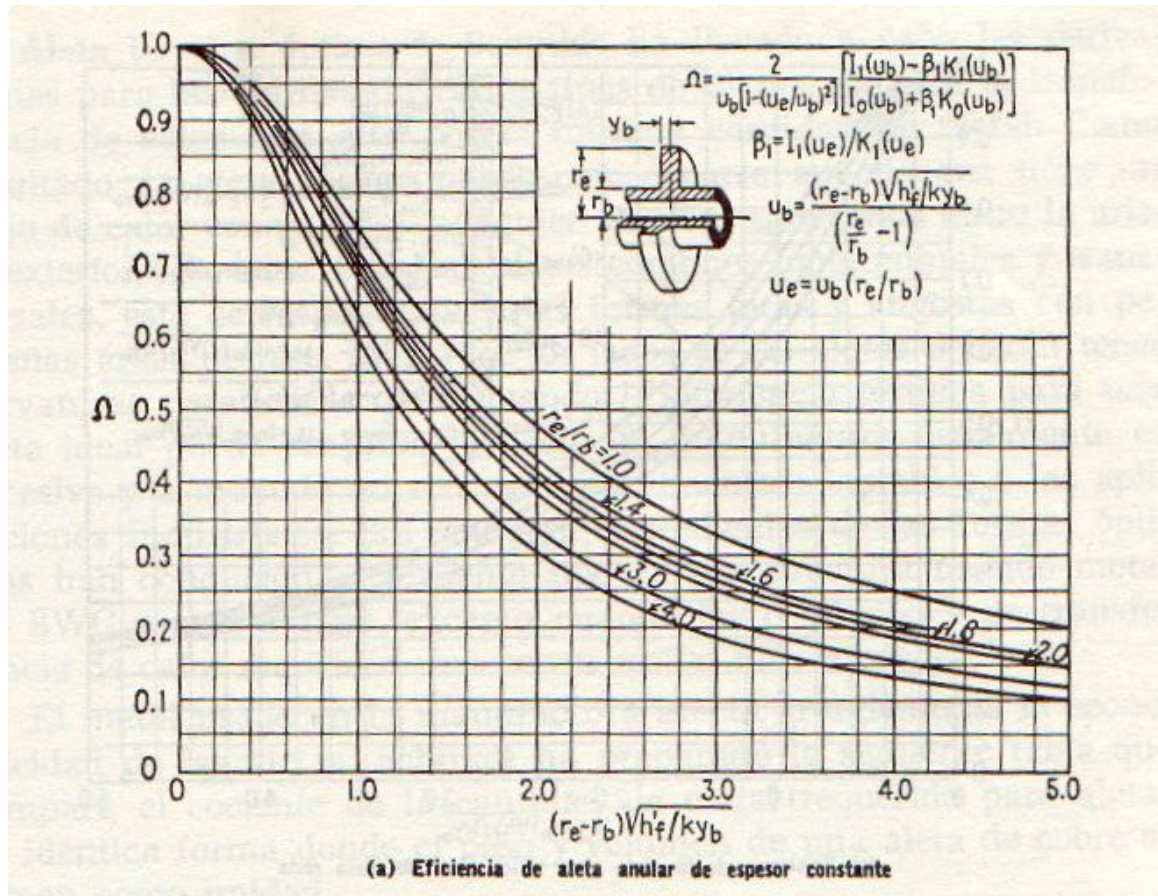


Fig.6.- Eficiencia de aleta.

Coefficiente global de transferencia de calor.

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h'f_i} + \frac{1}{h_i}}$$

9.- Caídas de presión en bancos de tubos.

En los cambiadores de calor y en los radiadores los fluidos tienen que moverse en dirección normal a un banco de tubos, tal como se ilustra en las figuras siguientes.

Arreglo cuadrado o en línea

Arreglo triangular en tresbolillo o escalonado

Para haces con disposición cuadrada:

$$\frac{\Delta P}{\rho V^2} = (3 + 4.5m) \left(\frac{P_T}{D_0} \right)^{-0.23} Re^{-0.26}$$

$$Re = \frac{De G_{\text{máx}}}{\mu}$$

$$De = \frac{D_S - N_T D_0^2}{D_S + N_T D_0}$$

En donde:

D_S = diámetro interno del banco de tubos.

N_T = Número de tubos.

m = número de hileras o filas de tubos en el haz en dirección del movimiento del flujo.

P_T = distancia de centro a centro, espaciamiento o pitch.

Para haces con arreglo triangular:

$$\text{Si } \frac{P_{T1}}{D_0} < \frac{P_{T2}}{D_0}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho V^2} = (2 + 3.3m) Re^{-0.28}$$

$$\text{Si } \frac{P_{T1}}{D_0} > \frac{P_{T2}}{D_0}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho V^2} = (2.7 + 1.7m) Re^{-0.28}$$

La velocidad de flujo se calcula con la velocidad máxima que es la que tiene el fluido en la parte más estrecha del haz AB. Los valores de las variables se toman a la temperatura media del fluido.

En el caso de bancos de tubos aletados, la caída de presión se debe obtener a partir de:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{f G^2 L}{2 g c D e \rho^2} \left(\frac{D e}{P_{T1}} \right)^{0.4} \left(\frac{P_{T1}}{P_{T2}} \right)^{0.6}$$

L = Longitud de paso por los tubos

De = diámetro equivalente

fs = factor de fricción el cual se obtiene a partir de la figura 5.

En la figura 5 que está basada en las correlaciones de Gunter y Shaw se debe utilizar el número de Reynolds basado en el diámetro volumétrico.

10.- Determinación de los ventiladores.

Los ventiladores empleados son de 4 o 6 palas manuales o automáticos con velocidades de giro de 8000 a 10 000 revoluciones por minuto. El área en planta del ventilador debe ser al menos el 40% del área de aerorrefrigerante para garantizar una buena distribución del aire.

Generalmente se instalan 2 ventiladores por sección Nv.

El área en planta del aerorrefrigerante ap es:

$$ap = (LNfPt/12) Nhs \text{ en pies}^2, \text{ en donde Nhs es el número de haces por sección.}$$

El área mínima a cubrir por el ventilador es av:

$$av = 0.4 ap/Nv \text{ en pies}^2$$

Se deberá adoptar por lo tanto, un ventilador dentro de la gama comercial con diámetro igual o inmediatamente superior a este mínimo calculado.

11.- Cálculo de la potencia.

El cálculo de la potencia absorbida por los ventiladores se puede realizar de forma simplificada a partir del siguiente método:

$$\left. \begin{aligned} H_{DYN} &= \frac{W_a^2}{18 \times 10^7 (\phi_v)^4 (N_v)^2} \\ H_{est} &\approx \Delta P_{est} \end{aligned} \right\} H_{TOTAL} = H_{DYN} + H_{est}$$

Potencia absorbida por ventilador:

$$Pot/vent = \frac{W_a H_{TOT}}{23\,000 \eta}, \text{ en CV}$$

Siendo η el rendimiento del ventilador que se obtendrá a partir de las curvas propias del ventilador. Como primera aproximación se puede adoptar el valor de 0.85 hasta conocer el valor exacto.

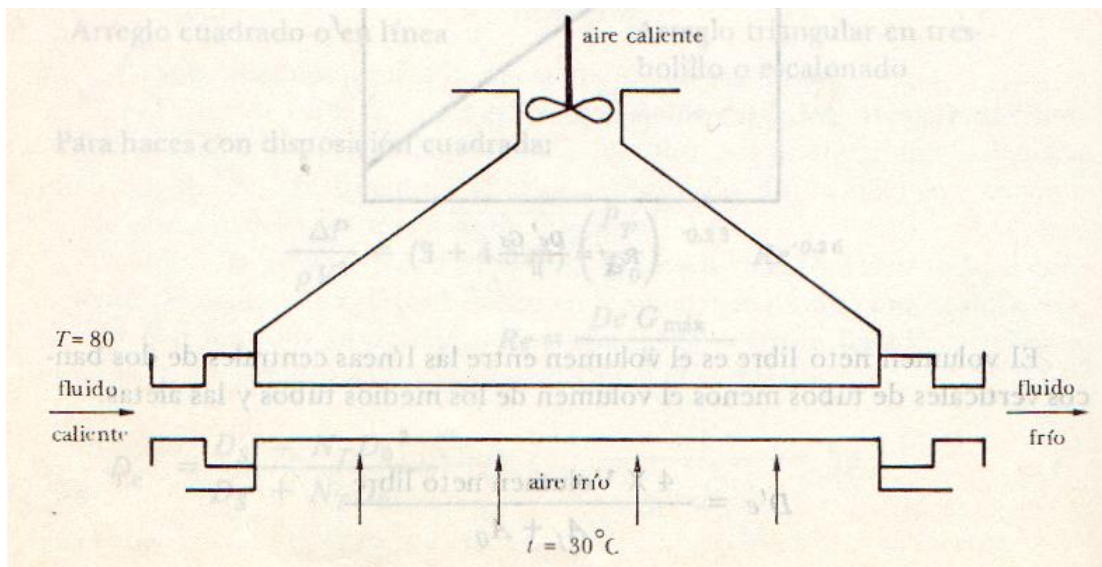
La potencia absorbida total de la unidad será, por tanto:

$$POT_{total} = (POT/vent)N_v$$

Ejemplo 1.

Un enfriador a base de aire se diseña con una temperatura de 30 °C y una temperatura del vapor que se va a condensar a 80 °C. Calcule la sobrecapacidad que tendrá el enfriador si la temperatura del aire baja a 10 °C.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Sobrecapacidad

$$Q_1 = U_1 A_1 \Delta T_1$$

$$Q_2 = U_2 A_2 \Delta T_2$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{U_1 A_1 \Delta T_1}{U_2 A_2 \Delta T_2}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Sobrecapacidad.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{(80 - 30)}{(80 - 10)} = \frac{50}{70}$$

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{70}{50} \right) = 1.4 Q_1$$

4.- Resultado.

Si la temperatura baja a 10°C habrá 40 % más de capacidad.

Ejemplo 2.

Un tubo de acero con aletas transversales circulares de sección constante tienen las siguientes especificaciones:

Diámetro externo del tubo 5.4 cm

Grueso de la aleta 2 mm

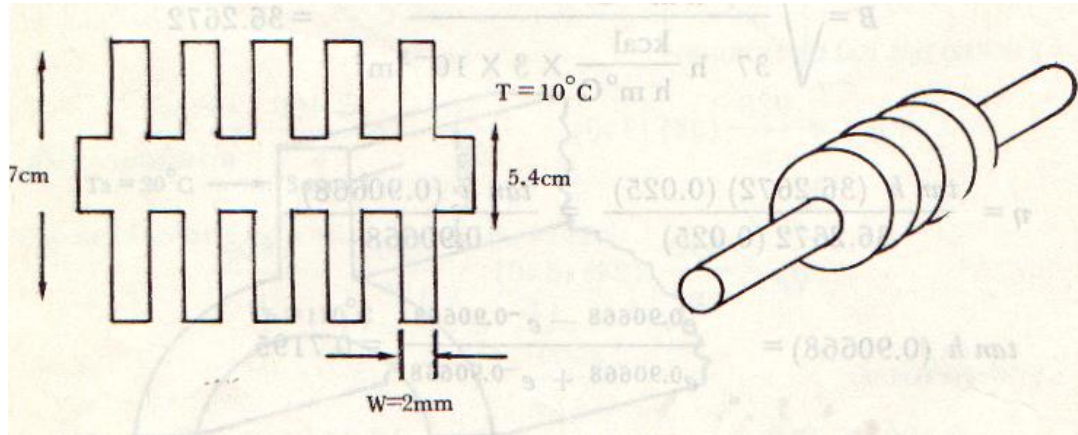
Diámetro de la aleta 7 cm

Número de aletas por metro 230.

Se requiere determinar las pérdidas de calor por metro de tubo cuando la superficie está a 92°C y la temperatura del aire es de 10°C . El coeficiente de transferencia de calor entre

el aire y la aleta es de $24.3 \text{ kcal / h m}^2\text{°C}$. La conductividad térmica del acero puede tomarse como de $37 \text{ kcal / h m ° C}$ ¿Cuál es la eficiencia térmica de la aleta?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

Suponiendo que la altura de la aleta es pequeña en comparación con su circunferencia . de manera que pueda ser tratada como una aleta recta.

$$\text{Perímetro} = 2 \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} = \pi(D_1 + D_2)$$

Área

$$A = \pi \left(\frac{D_1 + D_2}{2} \right) W$$

2.2.- Flujo de calor.

$$Q = \sqrt{hP k A} \theta_b \tanh BL$$

3.- Cálculos.

3.1.- Flujo de calor por la aleta.

$$B = \sqrt{\frac{hP}{k A}} = \sqrt{\frac{h\pi(D_1 + D_2)}{k\pi(D_1 + D_2)W}} = \sqrt{\frac{h2}{kW}}$$

$$B = \sqrt{\frac{24.3(2)}{37(0.002)}} = 25.62$$

$$P = \pi[80.054 + 0.07] = 0.38955 \text{ m}$$

$$A = 3.895584 (10^{-4}) \text{ m}^2$$

$$L = 0.5(D_2 - D_1) = 0.8 \text{ cm}$$

El flujo de calor es :

$$Q = \sqrt{24.3(0.38955)(37)(3.895 \times 10^{-4})} (92 - 10) \tanh(25.62)(0.008) = 6.1169 \frac{\text{kcal}}{\text{h aleta}}$$

3.2.- Calor perdido por metro de tubo.

$$Q = 86.1169 \times 230 = 1406.887 \text{ kcal / h m}$$

3.3.- Eficiencia de la aleta.

$$\eta = \frac{\tanh BL}{BL} = \frac{0.201959}{0.20496} = 0.9853$$

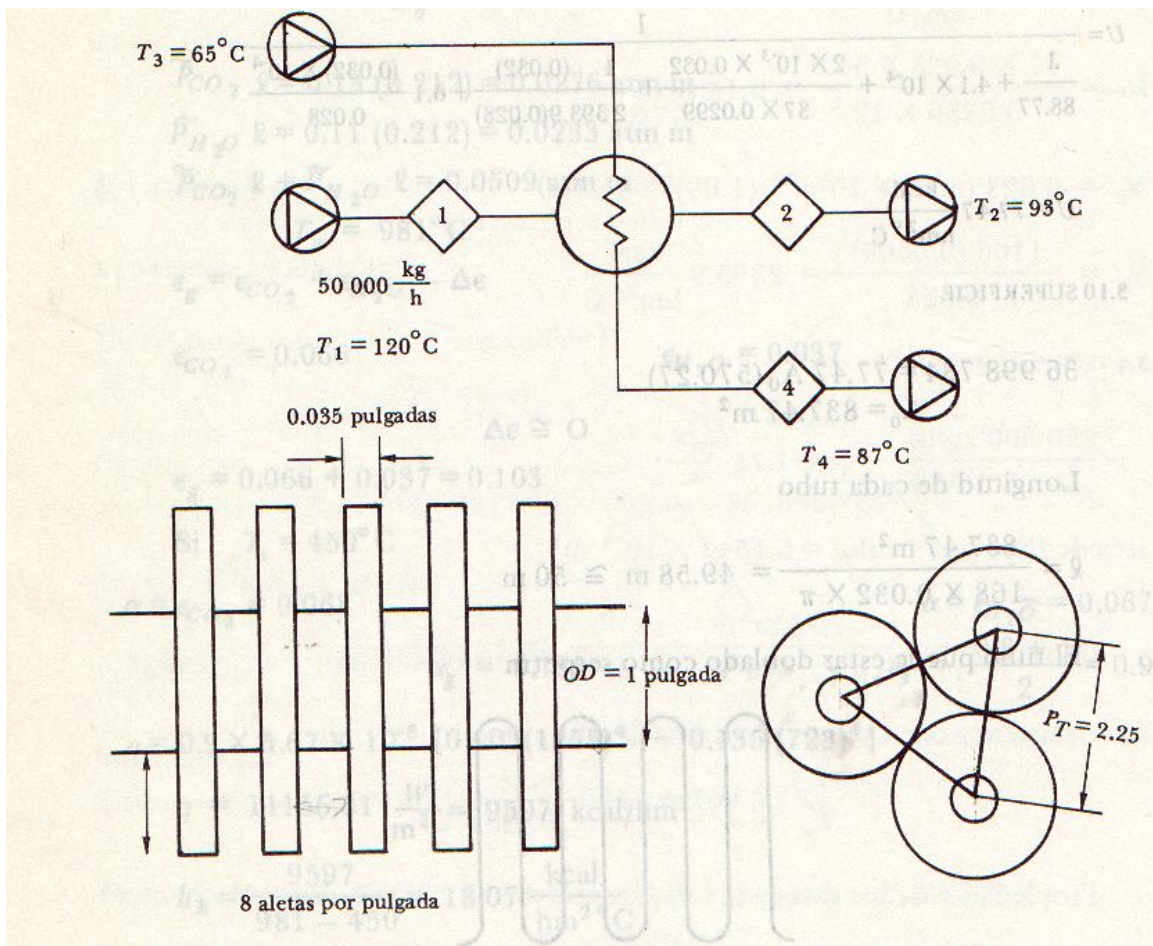
4.- Resultado.

Se pierden 1407 kcal / h m. La eficiencia de la aleta es del 98 %.

Ejemplo 3.

Un ducto de 1.25 m por 1.25 m lleva 50 000 kg /h de aire a 1 atm y 23 ° C. El gas se puede usar para enfriar agua desde 87 ° C hasta 65 ° C instalando en el ducto un cambiador de calor formado por tubos de 1 pulgada, 14 BWG, con aletas circulares de 3/8 “confeccionadas en latón y colocadas cada 1/8 de pulgada y de 0.035 pulgadas de espesor. El espaciamiento entre tubos es de 2.25 pulgadas en arreglo triangular. Si el aire sale a 50 ° C ¿Cuánta agua se puede enfriar? ¿Cuántos tubos deben instalarse si son de acero al carbón?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de calor.

$$Q = MC_p (T_2 - T_1) = M_3 C_p (T_4 - T_3)$$

2.2.- Ecuación de diseño.

$$Q = U_i A_i \Delta T_m Y$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{i}{hf_i'} + \frac{1}{hi'}}$$

$$hf_i' = (\Omega A_f + A_o) \frac{hf'}{A_i}$$

$$hf' = \frac{hdo \times hf}{hdo + hf}$$

$$hi' = \frac{1}{\frac{1}{hi} + Rdi}$$

3.- Cálculos.

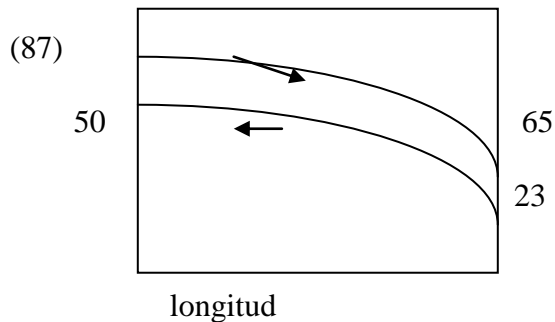
3.1.- Balance de energía.

$C_p \text{ aire} = 0.25 \text{ kcal / kg } ^\circ \text{C}$

$Q = 50\,000 (0.25) (50-23) = 337\,500 \text{ kcal / h}$

$337\,500 = M_3 (1) (87 - 65) ; M_3 = 15\,341 \text{ kg / h}$

3.2.- Diferencia de temperaturas.



$\Delta T_{lm} = 39.4$

$S = 0.42, R = 0.81; F = 1.0$

3.3.- Área.

Área de aleta

$A_f = (1.75^2 - 1^2) \times 2 \times 8 \times 12 \times \pi / 4 = 310 \text{ pulgadas}^2 / \text{pie} = 0.6557 \text{ m}^2 / \text{m}$

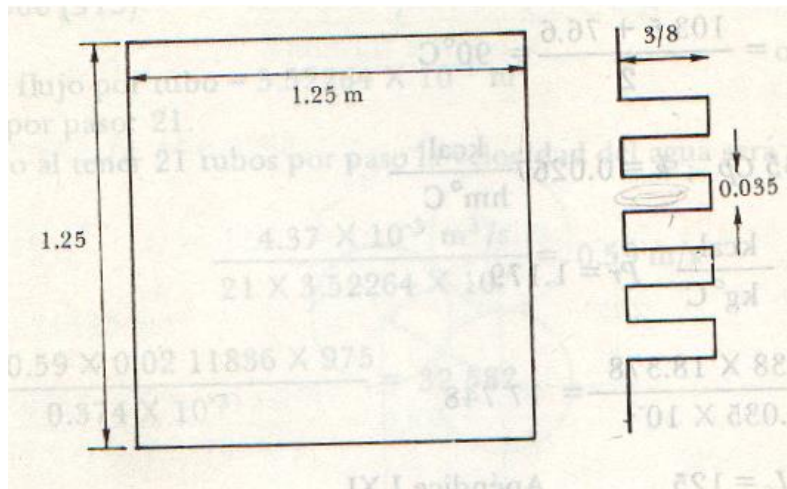
Área del tubo liso.

$A_o = \pi \times 1 \times 12 - \pi (1)(8)(0.035)(12) = 27.2 \text{ pulgadas}^2 / \text{pie} = 0.0575 \text{ m}^2 / \text{m}$

$\text{Área total} = 0.7132 \text{ m}^2 / \text{m}$

$$De = \frac{2(\text{Área total})}{\pi \text{ perímetro}} = 0.0338 \text{ m}$$

Área de flujo.



Espaciamiento = 2.25 pulgadas = 0.05715 m

$$\text{No. De tubos} = \frac{1.25}{0.05715} = 21.87 \text{ tubos}$$

Se colocarán 21 tubos en la primera fila y 20 en la segunda.

$$a_s = (1.25 \times 1.25) - 21(0.0254) \times 1.25 - 21 \left((0.035 \times 0.0254) \times \frac{3}{8} (0.0254) \times 2 \times \frac{8}{0.0254} \times 1.25 \right)$$

$$a_s = 0.75573 \text{ m}^2$$

3.4.- Coeficiente externo.

Aire por el ducto y sobre las aletas.

$$G_s = \frac{50000}{0.75573} = 66161 \frac{\text{kg}}{\text{h m}^2} = 18.378 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}}$$

$$T \text{ media del aire} = 0.5 (50+23) = 36.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T \text{ media del agua} = 76 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del fluido.

$$\text{Si } h_i = 4000 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{y } h_f = 100 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$100 (36.5 - T_s) = 4000 (T_s - 76)$$

$$T_s = 75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por lo tanto la temperatura media del fluido es de

$$T \text{ fluido} = 0.5 (36.5 + 76.6) = 56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_{\text{aire}} = 0.035 \text{ cps} \quad ; k = 0.0267 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^\circ\text{C}} \quad ; C_p = 0.25 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \quad ; Pr = 1.179$$

$$Re = \frac{0.0338 \times 18.378}{0.035 \times 10^{-3}} = 17748$$

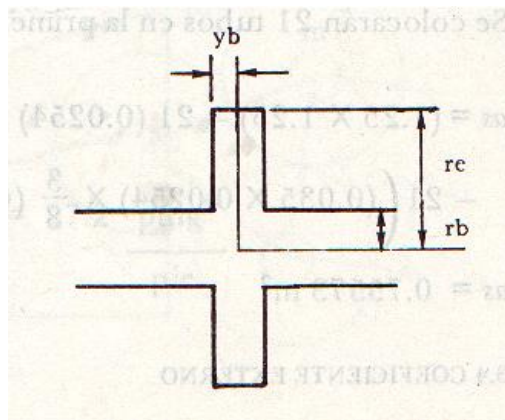
Del apéndice LXI $J_f = 125$

$$hf = J_f \frac{k}{De} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.33} = 125 \frac{(0.0267)}{(0.0338)} (1.179)^{0.33} = 104 \frac{kcal}{h m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Si $R_{do} = 6.16 \times 10^{-4}$; $h_{do} = 1623$

$$hf' = \frac{1623 \times 104}{1623 + 104} = 97.75 \frac{kcal}{h m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Eficiencia



$$y_b = \frac{0.035 \times 0.0254}{2} = 4.445 \times 10^{-4} m$$

$$r_b = 0.5 \times 0.0254 = 0.0127 m$$

$$r_e = (0.5 + 3/8) \times 0.0254 = 0.0222 m$$

$$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{hf}{y_b k_y}} = 0.473 \quad \text{Apéndice LXII}$$

$$\Omega = 0.91$$

$$hf_i = (\Omega \times A_f + A_o) \frac{hf'}{A_i} = (0.91 \times 0.655 + 0.0575) \frac{97.75}{0.06655} = 960.88 \frac{kcal}{h m^2 \text{ } ^\circ C}$$

3.5.- Coeficiente interno.

Masa de agua = 15341 kg /h

Densidad = 975 kg /m³

$$V = \frac{15341}{3600(975)} = 4.37 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$De = 0.0211836 m$

Área de flujo por tubo = $3.522 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Tubos por paso 21.

Al tener 21 tubos por paso, la velocidad del agua será:

$$\frac{4.37 \times 10^{-3}}{21 \times 3.522 \times 10^{-4}} = 0.59 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re} = \frac{0.59 \times 0.0211 \times 975}{0.374 \times 10^{-3}} = 32582$$

Pr=2.34

$$h_i = 0.023 \frac{0.574}{0.0211} (32582)^{0.8} (2.34)^{0.4} = 35728 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.6.- Coeficiente total.

$$U_i = \frac{960.88 \times 1116.25}{960.88 + 1116.25} = 516.37 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.7.- Área.

$$Q = 337600 = 516.37 \times A_i \times 0.985 \times 30.41 = 21.8198 \text{ m}^2$$

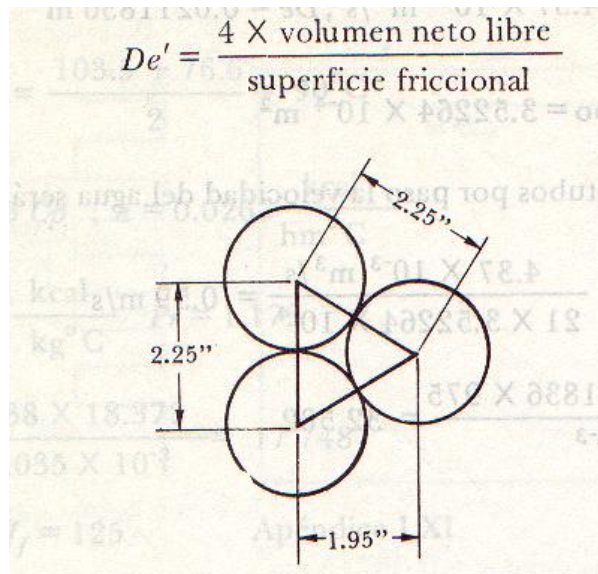
Área de transferencia por tubo.

$$0.0211836 \times \pi \times 1.25 = 0.0831879 \text{ m}^2$$

Área de transferencia por banco. = 1.7469

Número de bancos = 13

3.7.- Caída de presión del lado externo.



Volumen neto libre.

$$1.25 \times 1.25 \times 1.95 \times 0.0254 - 0.5 (21 + 20)$$

$$\frac{\pi}{4}(0.0254)^2(1.25) - \frac{1}{2}(21+20)\frac{\pi}{4}(0.04445^2 - 0.0254^2) \times 0.035 \times 0.0254 \times 8 \times 1.25 = 0.0642225m^2$$

Superficie friccionante

$$0.7132 \frac{m^2}{m} \times 1.25 \times \frac{(21+20)}{2} = 18.27m^2$$

$$De' = \frac{4(0.06422)}{18.27} = 0.014m$$

$$Gs = 18.378 \frac{kg}{m^2 s}$$

$$Re_s = \frac{0.014(18.378)}{0.035 \times 10^{-3}} = 7351$$

$$f = 0.432$$

Densidad del aire a 56 ° C = 0.974 kg / m³

L = 13 bancos x 1.95 x 0.0254 = 0.6438 m

$$\left(\frac{De'}{P_{T1}}\right)^{0.4} = 0.5696$$

$$\frac{P_{T1}}{P_{T2}} = 1$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\rho}\right) = \frac{0.432(18.783)^2(0.6438)}{2(0.014)(9.81)(0.974)^2} (0.5696) = 214.5 \frac{\bar{kg}m}{kg}$$

$$\Delta Pf = 214.5 \times \frac{0.974}{10000} = 0.02089 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

3.8.- Caída de presión lado interno.

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f_D \frac{V^2 L}{2 gcD}$$

$$Re_t = 32582$$

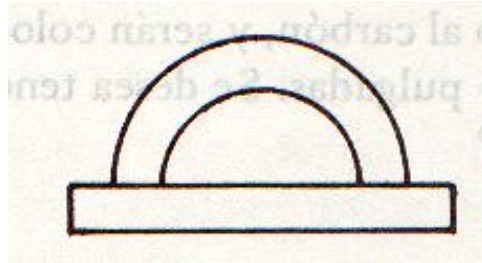
$$f_D = 0.0288$$

$$V = 0.59 \text{ m / s}$$

$$L = 1.25 \times 13 = 16.25 \text{ m}$$

$$Di = 0.021183 \text{ m}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{0.0288(0.59)^2 (16.25)}{2(9.81)(0.0211)} = 0.391 \frac{\bar{kg}}{kg}$$



Le para retorno = 2 m

$$\frac{\Delta Pr}{\rho} = \frac{f_D Le N_R V^2}{2gcD} = \frac{0.0288 \times 2 \times 13 \times 0.59^2}{2(9.81)(9.0211)} = 0.6296 \frac{\bar{kgm}}{kg}$$

$$\Delta P_{total} = (0.391 + 0.6296) \frac{975}{10000} = 0.0995 \frac{\bar{kg}}{cm^2}$$

4.- Resultados.

Se requieren 13 bancos de tubos. Un área de transferencia de 21.81 98 m².

La caída de presión de lado de las aletas es de 0.02 1 kg / cm². La caída depresión por el lado de los tubos es de 0.0995 kg / cm²

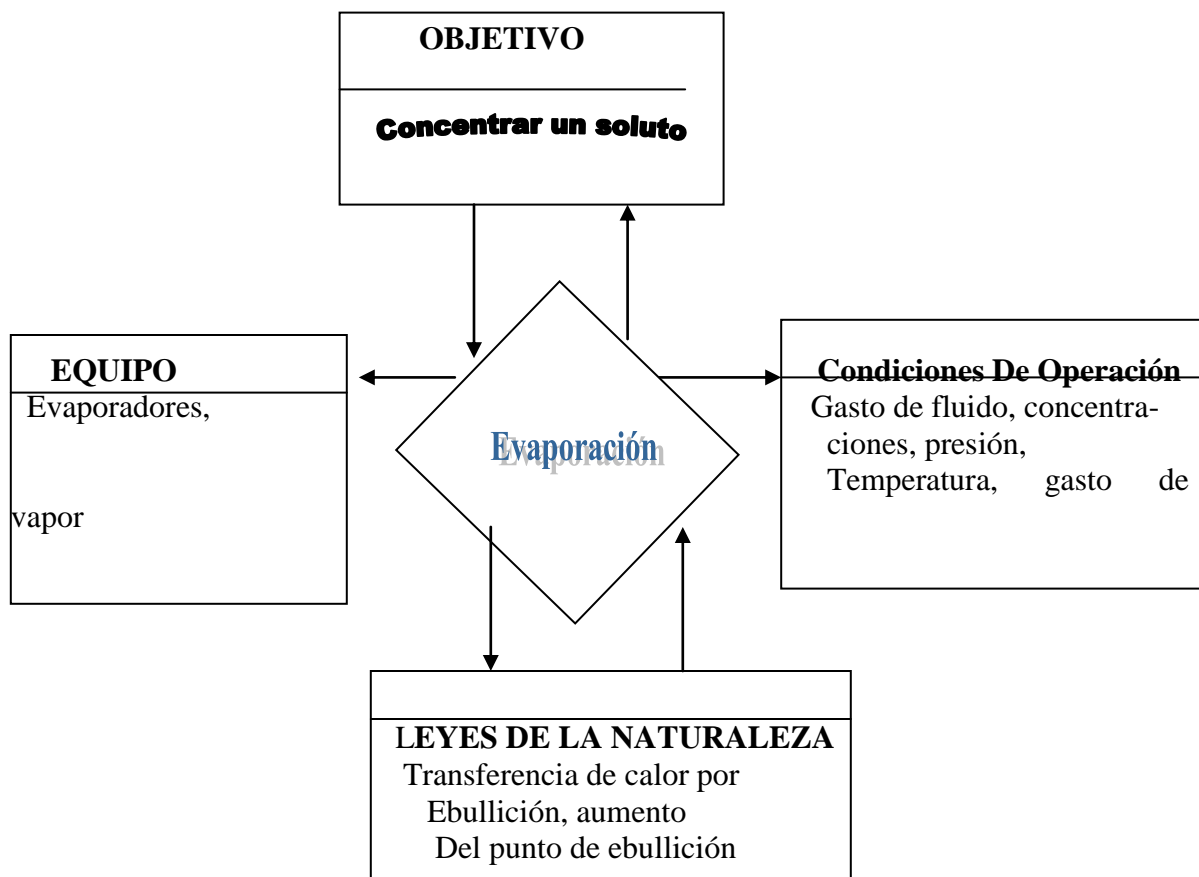
Capítulo X

Evaporadores.



Introducción

La evaporación es una operación de transferencia de calor utilizada para concentrar un sólido disuelto en un líquido. En esta operación la disolución se pone a la temperatura de ebullición de manera que el líquido se volatilice y deje al sólido más concentrado en la solución remanente. Para lograr eso se suministra calor a la solución y se separa los vapores formados.



Objetivos de la evaporación

La evaporación es quizás una de las operaciones unitarias más antiguas empleadas por el hombre, pues casi con la operación de las primeras culturas comenzó la obtención de sal a partir de la evaporación de agua marina, proceso que aún se sigue utilizando. La obtención del azúcar impulsó el desarrollo de aparatos llamados evaporadores o tachos. En la industria alimentaria es frecuente que se necesite eliminar parte del solvente que se encuentra en ciertos alimentos líquidos

Los equipos empleados para tal efecto se llaman evaporadores, estos pueden adoptar formas muy diversas. Una clasificación primaria los dividiría en evaporadores de contacto directo y de contacto indirecto. En la actualidad se emplea la evaporación para concentrar ciertas sales o sustancias y para mejorar el sabor de las comidas.

Leyes de la evaporación

Los factores básicos que afectan a la evaporación son:

a) La rapidez con que se transfiere el calor. b) La cantidad de calor requerido para evaporar. c) La temperatura máxima permisible del líquido. d) La presión a la que se lleva a cabo la evaporación. e) Los posibles cambios en el producto concentrado, tanto químicos como físicos que afectan la calidad nutritiva y sensorial. f) La elevación en el punto de ebullición de la solución que se da sobre todo en las soluciones muy concentradas.

Para lograr la evaporación se requiere transferir calor, ya sea mediante la radiación solar o mediante otro medio calentante (gases de combustión, vapor). En los evaporadores de contacto indirecto, la transferencia de calor se hace a través de las paredes de tubos metálicos que separan el medio de calentamiento de la disolución, previniendo el mezclado. Estos últimos evaporadores son los más usados pues evitan la contaminación de la disolución

Para lograr una operación más eficiente se suele hacer vacío en el equipo de evaporación, lográndose que la ebullición se efectúe a temperaturas más bajas y previniendo la descomposición de los materiales orgánicos.

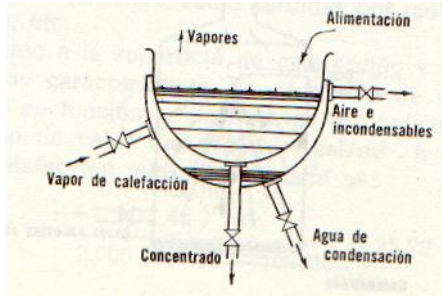
El medio de calentamiento más usual es el vapor de agua que cede su calor latente de condensación. El cálculo del coeficiente de transferencia de calor para esta operación se complica por el hecho de que las soluciones en ebullición presentan diversos patrones de flujo. En general en la evaporación se puede tener la ebullición llamada nucleada, (formada por numerosas burbujas que se desprenden de la superficie agitando la solución o la ebullición pelicular en la que se forma una película gaseosa pegada a los tubos calentantes.

El punto de ebullición de la solución que se evapora es muy importante y está regido por la presión de trabajo y por la concentración de la solución que aumenta la temperatura de ebullición

Con frecuencia la ebullición se emplea junto con la cristalización, fenómeno que se da cuando la solución se sobresatura.

Equipo empleado

Evaporadores calentados por vapor o evaporadores sencillos.

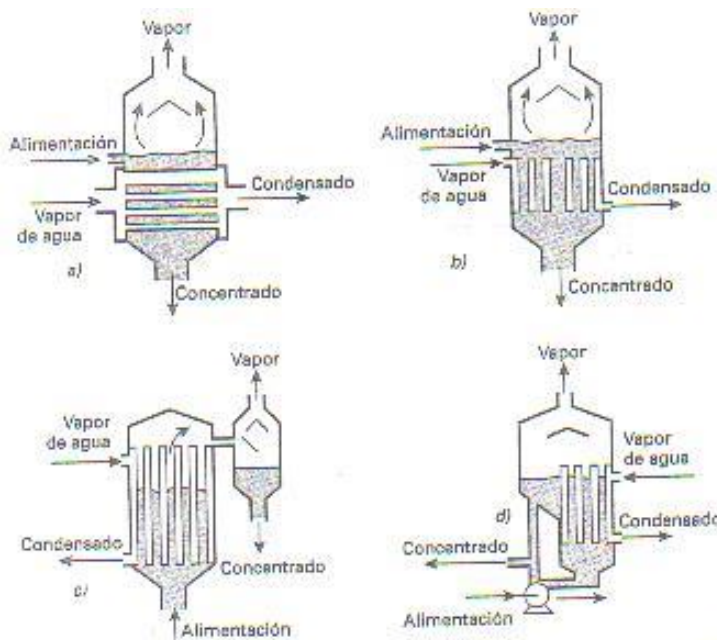


Consisten en recipientes semiesféricos provistos con un doble fondo para la circulación del vapor y se utilizan en procesos intermitentes y para bajas producciones.

Fig.1.- Esquema de un evaporador sencillo

Pueden ser abiertos o cerrados según que se trabaje a la presión atmosférica o al vacío. Se utilizan en la industria cervecera, preparación de ciertas proteínas, leche condensada, jugos de frutos, etc. En general se

emplea el vacío para evitar la alteración de los productos delicados. En algunos casos para acelerar la operación van dotados de agitadores. El doble fondo o chaqueta puede ser sustituido por serpentines.



Evaporadores tubulares horizontales.

El empleo de haces de tubos horizontales, verticales o inclinados obedece a la necesidad de aumentar la superficie de calefacción sin aumentar demasiado el volumen del aparato.

Fig.2.- Esquema de diferentes arreglo de los tubos en un evaporador

Los primeros evaporadores tubulares fueron los horizontales. Se emplean para soluciones poco viscosas y que no depositen sales o incrustaciones ya que su

principal inconveniente es la dificultad de la limpieza. Los tubos de estos evaporadores son de 7/8 a 1.25 pulgadas de diámetro con longitudes que van de 4 a 12 pies.

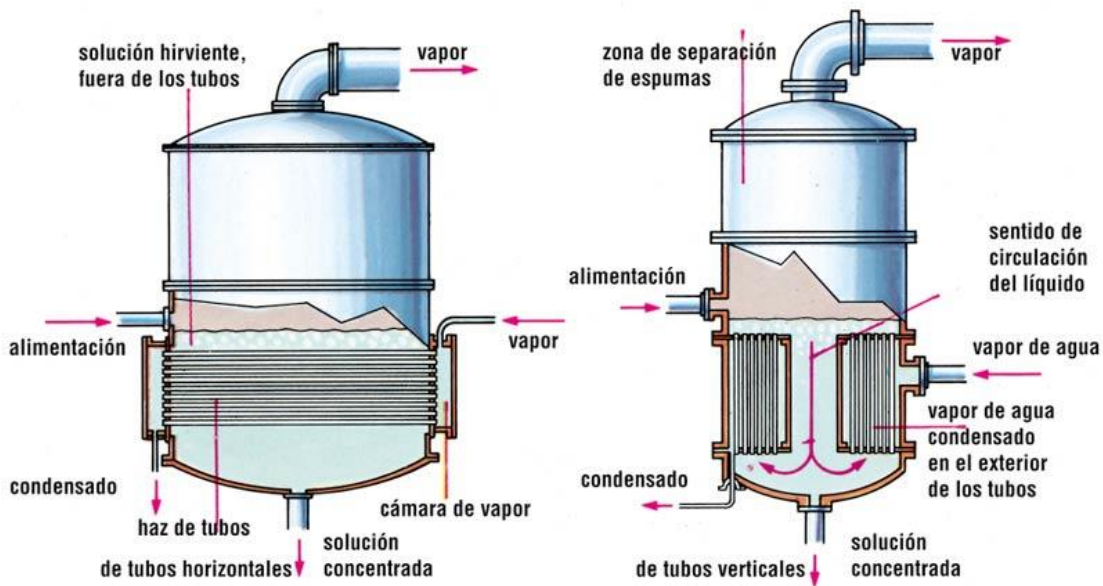


Fig. 3.- Evaporados de tubos horizontales y verticales

Los evaporadores de *tubos verticales* pueden ser de tubos cortos o largos los que por su mayor rendimiento han desplazado a los horizontales. Uno de los evaporadores más empleado es el de calandria. Consiste en un cuerpo cilíndrico en cuya parte inferior lleva el haz de tubos formando la cámara de calefacción con dos placas perforadas a cuyos agujeros se acoplan los tubos por donde circula el líquido a concentrar. Los tubos se calientan exteriormente con vapor de agua.



Fig. Parte de una calandria

Para favorecer las corrientes de convección, el haz de tubos se interrumpe por el centro instalando un tubo de mayor diámetro, por el que descende la solución más concentrada. Los tubos cortos suelen tener tubos de 1.25 a 3 pulgadas de diámetro y longitudes de 2.5 a 6 pies de largo

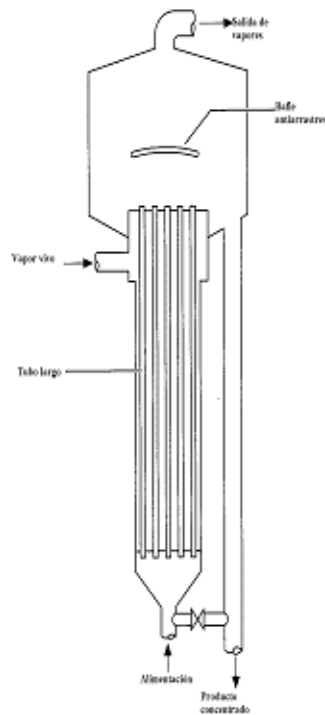


Fig. 4.- Evaporador de tubos largos verticales.

En la actualidad se utilizan mucho los evaporadores de *tubos largos verticales* ya sea que el haz de tubos esté dentro del evaporador o fuera de este. En algunos casos el evaporador trabaja con circulación forzada o circulación natural. Los tubos empleados en estos evaporadores son de 1.25 a 2 pulgadas de diámetro y de 12 a 20 pies de largo.

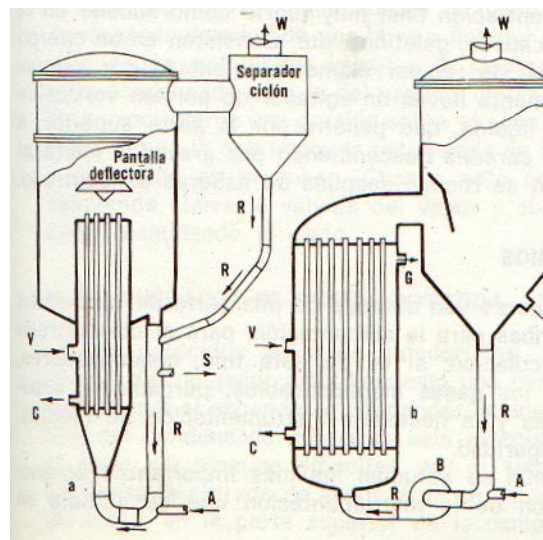


Fig.5.- Evaporador de tubos largos verticales con circulación natural y con circulación forzada. V vapor de calefacción, R recirculación, W vapores producidos, A alimentación, C condensados, S salida del producto concentrado, G purga de aire y gases. B bomba.

Los vapores que salen del evaporador llevan consigo una cantidad importante de calor que puede emplearse en otro aparato similar, en el que suele tratarse también la misma disolución. Esta asociación es lo que suele llamarse evaporación a doble, triple o múltiple efecto según el número de aparatos reunidos. La circulación de la solución a concentrar puede hacerse en forma directa, en contracorriente o mixta.

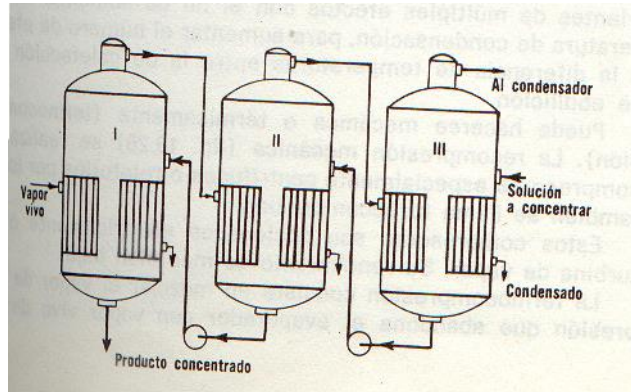


Fig.6.- Evaporadores múltiples trabajando a contracorriente.

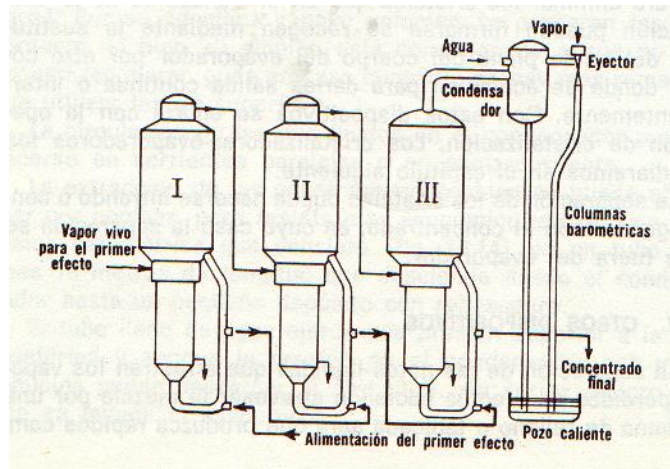
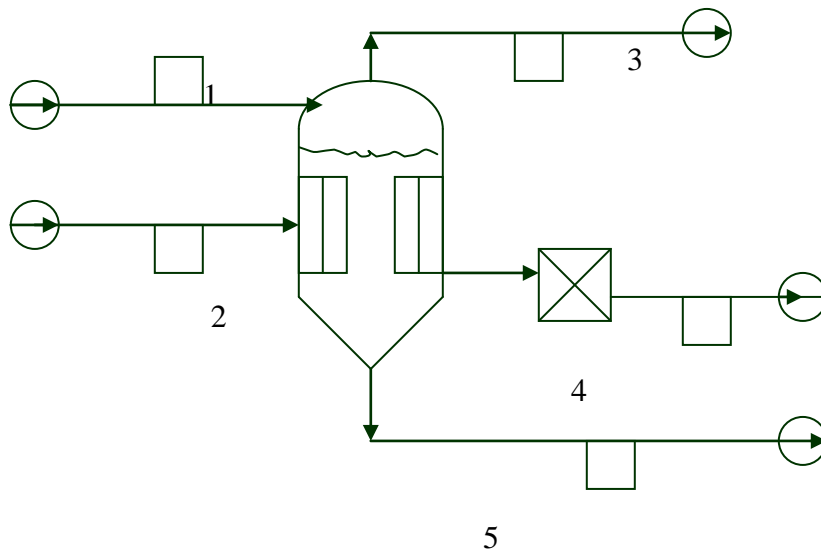


Fig.7.- Evaporadores trabajando en circulación directa o en paralelo.

Balances en un evaporador

De acuerdo con la figura



L_1 = Solución diluida
 G_2 = Vapor de calentamiento.
 G_3 = líquido evaporado.
 L_5 = Solución concentrada.
 L_4 = Vapor condensado.

Para un evaporador de contacto indirecto las corrientes de vapor y de disolución no se mezclan por lo que:

$$L_1 = G_3 + L_5 \quad \text{Balance total}$$

$$L_1 x_1^s = L_5 x_5^s \quad \text{Balance de sólidos}$$

$$G_2 = L_4$$

Balances de energía

$$L_1 H_1 + G_2 H_2 = G_3 H_3 + L_4 H_4 + L_5 H_5$$

$$G_2 (H_2 - H_4) = G_3 H_3 + L_5 H_5 - L_1 H_1$$

Para las soluciones ideales, aquellas que no presentan un calor de disolución, las entalpías H_1 y H_5 dependen de las características de las disoluciones y en general son iguales a $H = Cp\Delta T$

Las entalpías H_2 y H_4 corresponden al vapor de calentamiento entrante y al condensado (líquido saturado saliente) proveniente de la condensación del vapor y se obtienen de las tablas de vapor de agua.

La entalpia H_3 corresponde a los vapores formados a partir de la disolución y es función de la presión a la que opera el sistema. En el caso de numerosas soluciones acuosas en las que no se presenta una elevación en el punto de ebullición la temperatura de ebullición corresponde a la del agua sujeta a la presión de evaporación.

Muchas soluciones no son ideales y presentan una elevación en su punto de ebullición y un calor de disolución. Para encontrar la elevación en el punto de ebullición en la práctica se hace uso de la regla de Dühring, según la cual si se grafica el punto de ebullición de una solución frente a la temperatura de ebullición del disolvente, los puntos correspondientes a la misma concentración caerán sobre una recta.

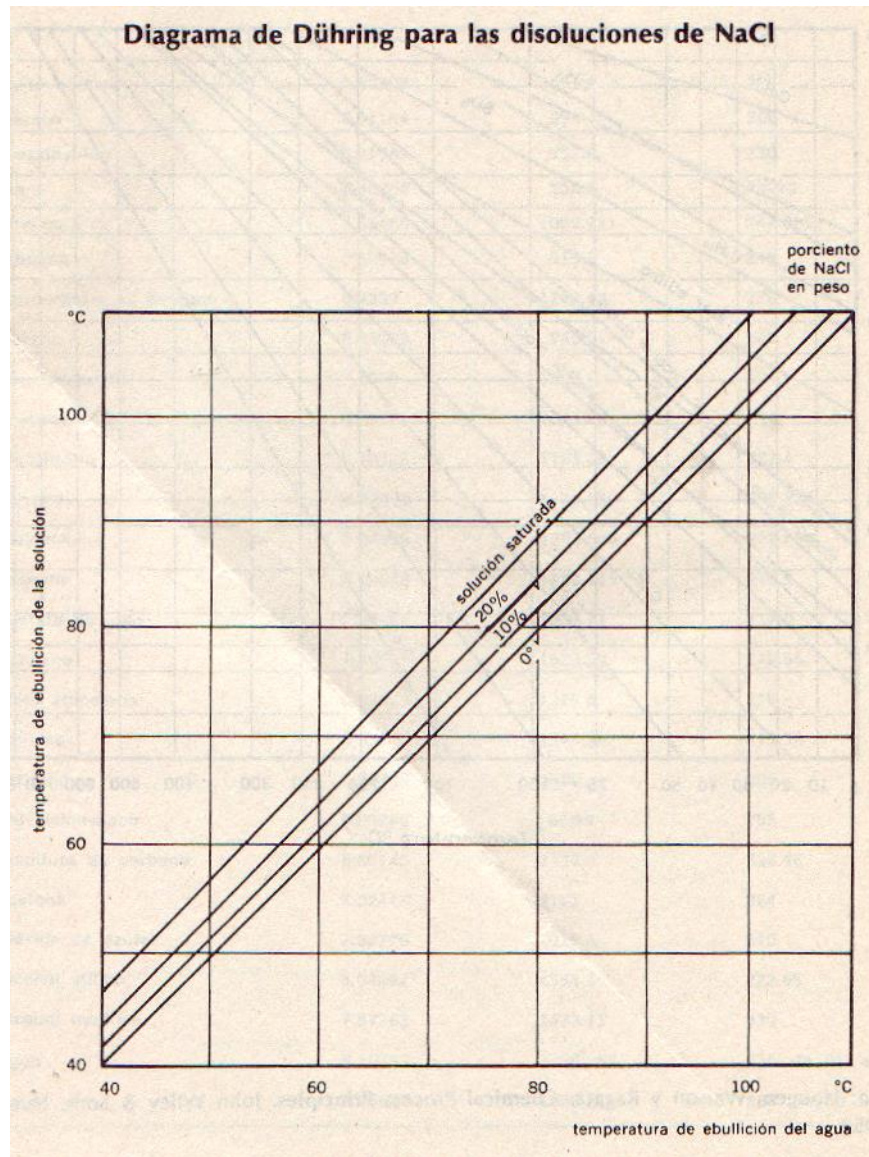


Fig.7.- Diagramas de Dühring.

La mayoría de las soluciones no presentan mucho calor de disolución, esto es cierto con las soluciones orgánicas tales como el azúcar, papel y sal. Sin embargo, el ácido sulfúrico o la sosa caústica y el cloruro de calcio tienen mucho calor de disolución. Cuando se quieren encontrar las entalpías de esas disoluciones se necesita adicionar el calor de disolución al

calor sensible y al latente. Estas disoluciones como se indicó anteriormente presentan además una gran elevación en su punto de ebullición.

Si al mezclarse dos líquidos o dos disoluciones se desprende o absorbe calor, se dice que hay un calor de disolución. El cambio de entalpía que se produce al mezclar dos líquidos a la misma temperatura se denomina calor de disolución.

El calor integral estándar de disolución se define como el cambio en la entalpía de un sistema cuando un mol de un soluto se disuelve en n moles de disolvente manteniendo la temperatura a 25 ° C y 1 atm de presión. El valor numérico del calor integral de disolución depende del número de moles de disolvente. El calor integral de disolución se acerca a un máximo a dilución infinita, este valor límite se conoce como calor integral de disolución a dilución infinita.

Los calores de disolución se obtienen experimentalmente, y por lo general se presentan en forma de gráficas, como la que se muestra a continuación:

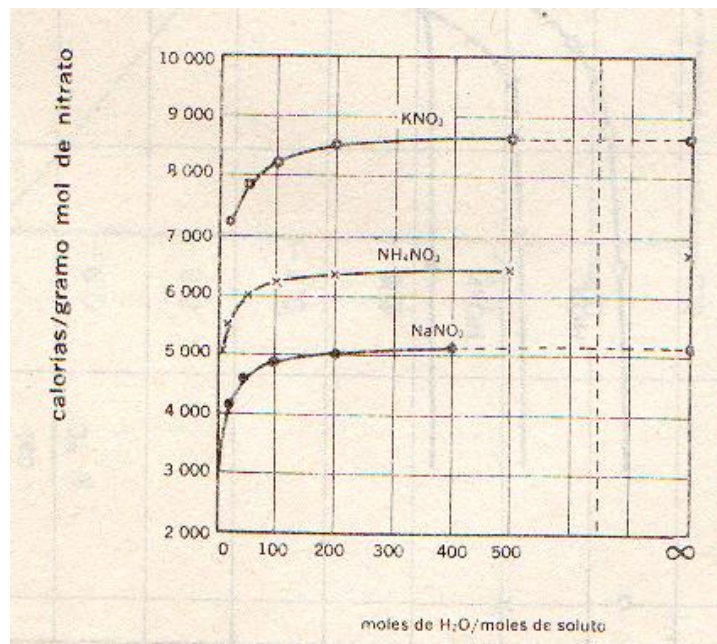


Fig.- 8.- Calores de disolución de soluciones reales.

La entalpía de una disolución a la temperatura T será:

$$\tilde{H}_{disolución} = \tilde{x}_1 \tilde{H}_1 + \tilde{x}_2 \tilde{H}_2 + \tilde{x}_2 \Delta \tilde{H}_D$$

En donde:

$$\tilde{H}_1 = \text{Entalpía del disolvente a T y P.}$$

$$\tilde{H}_2 = \text{Entalpía del soluto a T y P}$$

$$\Delta \tilde{H}_D = \text{Entalpía de disolución por mol de soluto.}$$

La capacidad calorífica para las soluciones ideales se puede obtener por:

$$C_{pmezcla} = C_{p1} x_1 + C_{p2} x_2 + C_{p3} x_3 + \text{etc.}$$

Sin embargo para las soluciones no ideales la ecuación anterior no puede emplearse. En ciertas disoluciones en las que un sólido inorgánico está disuelto en agua, los calores específicos de la mezcla se pueden obtener a partir de gráficas del tipo siguiente:

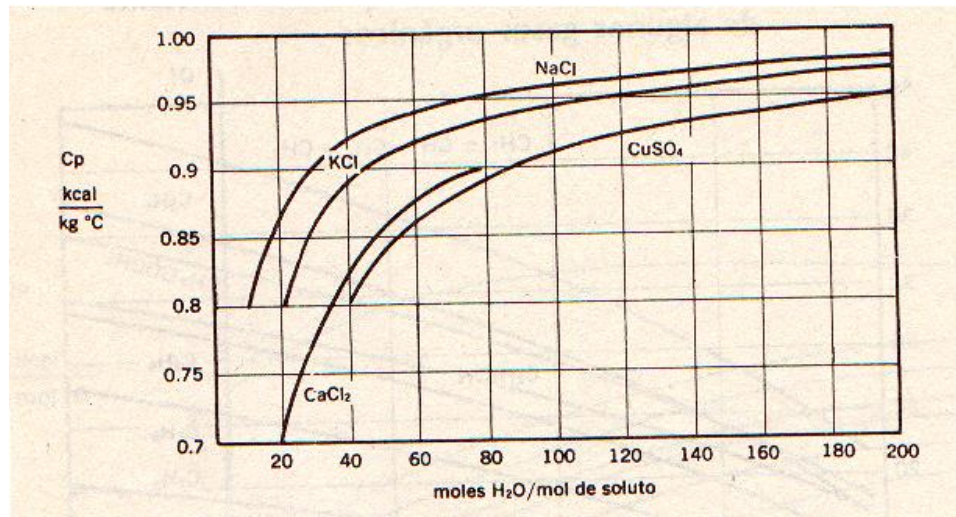
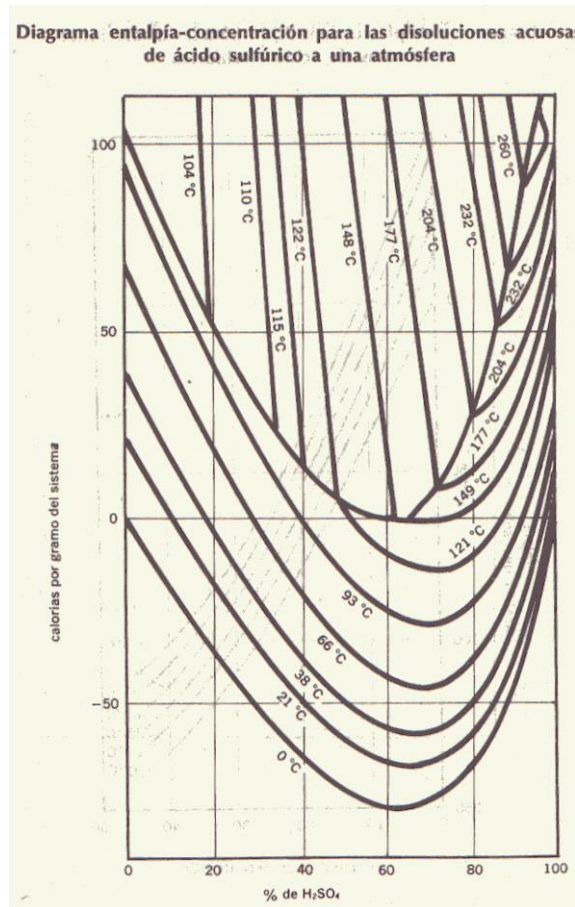


Fig. 9.- Capacidades caloríficas de soluciones reales.

Como el cálculo de las entalpías de las disoluciones que presentan calores de mezcla es tedioso, los ingenieros suelen utilizar los diagramas de entalpía concentración para mezclas binarias. En tales gráficas las entalpías por unidad de peso de disolución se grafican contra la concentración para una serie de temperaturas a presión constante.



Con el uso de tales diagramas, los cálculos de mezclado y evaporación son simples y rápidos, requiriéndose sólo el uso adecuado de los mismos. En los apéndices del libro se muestran diagramas de entalpías de disolución, capacidades caloríficas de soluciones no ideales y diagramas de entalpía – concentración.

Coefficientes de transferencia de calor

La capacidad de estos sistemas puede obtenerse por medio de balances de materia y energía.

La cantidad de calor transferido al evaporador por el vapor es:

$$Q = U A (T_V - T_e) = G\lambda$$

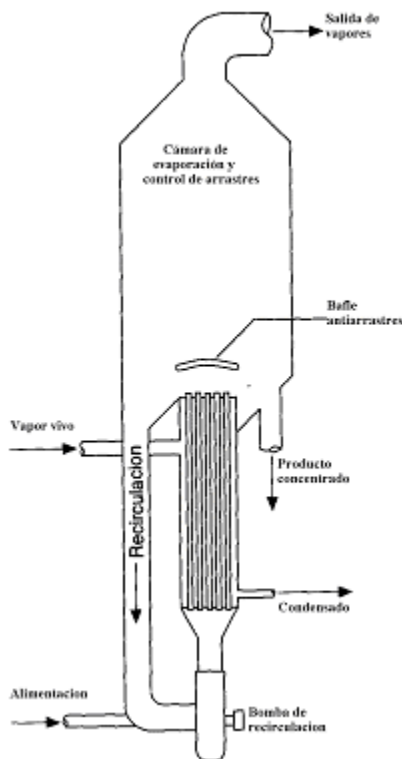
En donde U es el coeficiente total de transferencia de calor, A el área de transferencia de calor del evaporador, T_V la temperatura de condensación del vapor y T_e la temperatura de ebullición de la disolución concentrada que se sale del evaporador.

Las variables que afectan la transferencia de calor son la viscosidad del fluido, ya que al evaporarse parte del fluido la consistencia de este cambia y con ello los coeficientes de transferencia de calor. Al eliminarse el agua también aumenta la concentración de sólidos en la solución, lo que puede provocar un aumento en el punto de ebullición, cosa que

reduciría la transferencia de calor. Los productos salen a la temperatura de ebullición de la disolución concentrada.

En la tabla siguiente se presentan algunos coeficientes típicos de transferencia de calor

Evaporadores de tubos largos verticales	Kcal /h m ² °C
Circulación natural	1000 a 3000
Circulación forzada	2000 a 10000
Evaporadores de tubos cortos	
Tubos horizontales	1000 a 2000
Tipo calandria	730 a 2500
Evaporadores de serpentín	1000 a 2000
Evaporadores de película agitada 1 cps	2000
Evaporadores de película agitada 100 cps	1500
Evaporadores de película agitada de 10000 cps	600



Para tubos cortos verticales (evaporador de calandria) y con soluciones ideales
La ecuación recomendada es:

$$U = \frac{30 \Delta T^{0.69} \mu^{0.53}}{\mu^{0.25}}$$

En donde ΔT está en °C, u en m / h; μ en kg /h m

Para tubos cortos verticales con sosa cáustica

$$U = \frac{20 \Delta T^{0.56}}{\mu}$$

U en BTU / h ft²°F; μ en cp y ΔT en °F

Para evaporadores de canasta

$$U = \frac{375 \Delta T^{0.22} Pr^{0.4}}{(Vg - Vl)^{0.1}}$$

Para tubos largos

$$U = \frac{490 D^{0.57} u^{\frac{3.6}{L}}}{\mu^{0.25} \Delta T^{0.1}}$$

D en pulgadas, u en pies /s. L longitud de los tubos en pies y la viscosidad del líquido en lb /h ft. Se emplea para tubos hasta de 8 pies de largo y velocidades de 2 a 8 pies /s. ΔT en °F

Para tubos largos con circulación forzada se puede usar la ecuación siguiente para obtener el hi.

$$\frac{hiDi}{k} = 0.0278 \left(\frac{Du\rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{Cp\mu}{k} \right)^{0.4}$$

- ¿Qué es la economía en un evaporador?
- ¿Cómo funciona un reductor?
- ¿Cómo funciona un eyector?
- ¿Para qué sirve la pierna barométrica?

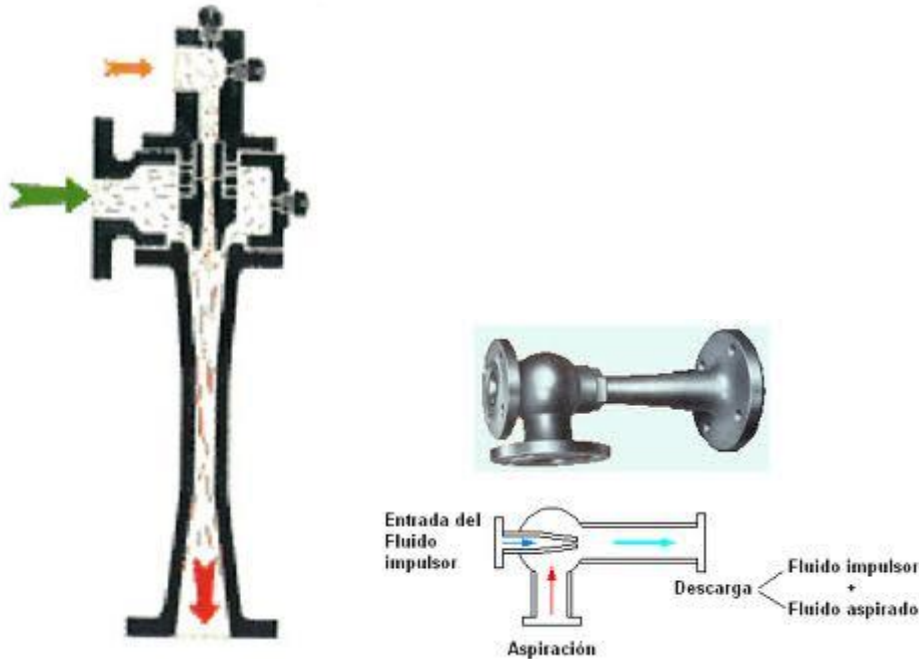


Fig. 10.- Eyector.

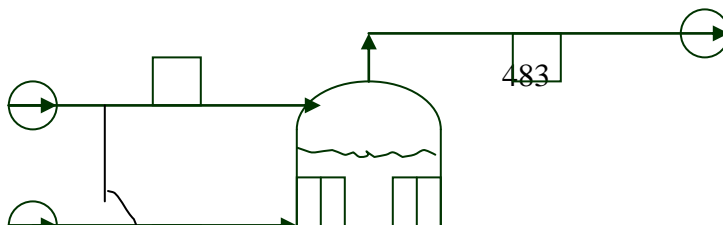
Ejemplo 1.

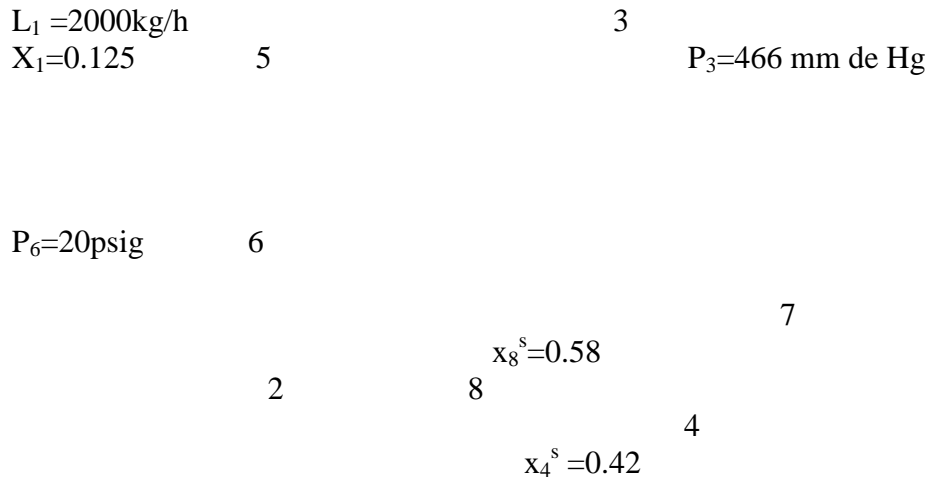
Para concentrar el jugo de naranjas se parte de un extracto que contiene 12.5 % de sólidos y está a 20 ° C. El jugo fresco se pasa al evaporador que opera al vacío y parte se deriva para luego diluir el jugo concentrado que sale del evaporador con 58 % de sólidos hasta la concentración final de 42 % de sólidos.

Si se tratan 2000 kg /h de jugo diluido y el vapor que se emplea para calentar es de 20 psi, encuentre el vapor necesario para esta operación.

La presión barométrica es de 586 mm de Hg (Cd. de México) y la de vacío dentro del evaporador de 466 mm de Hg. El Cp de las disoluciones se considera de 1 kcal / kg ° C.

1.-Traducción.





2.- Planteamiento.

La disolución puede tomarse como ideal, el calor de disolución es despreciable y el aumento en el punto de ebullición también. Las soluciones se comportan como si fueran agua.

2.2.- Balances de materia.

Balance total del jugo

$$L_1 = G_3 + L_4$$

Balance de sólidos

$$L_1 x_1 = L_4 x_4$$

Balance en la unión

$$L_2 + L_8 = L_4$$

$$L_2 x_2 + L_8 x_8 = L_4 x_4$$

Balance del lado del vapor de calentamiento

$$G_6 = L_7$$

2.3.- Balance de energía

Alrededor del evaporador

$$L_5 H_5 + G_6 H_6 = G_3 H_3 + L_7 H_7 + L_8 H_8$$

$$G_6 (H_6 - H_7) = G_3 H_3 + L_8 H_8 - L_5 H_5$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balances

Balance total alrededor del proceso

$$2000 = G_3 + L_4$$

Balance parcial alrededor del proceso

$$2000(0.125) = L_4 (0.42) \quad \text{La corriente } G_3 \text{ no lleva sólidos.}$$

$$L_4 = 595.23 \text{ kg / h}$$

$$G_3 = 1404.76 \text{ kg / h}$$

Balance en la unión

$$L_2 + L_8 = 595.23$$

$$L_2 (0.125) + L_8 (0.58) = 595.23 (0.42)$$

Resolviendo simultáneamente

$$L_8 = 385.9$$

$$L_2 = 209.33$$

$$\text{Por lo tanto } L_5 = 1790.67 \text{ kg / h}$$

3.2.- Temperatura de ebullición de la disolución.

Si la solución se comporta como si fuera agua

$$P_{\text{absoluta}} = 586 - 466 = 120 \text{ mm de Hg}$$

El agua hierve a la presión de 120 mm de Hg a la temperatura de 55 ° C.

La entalpía del líquido es por lo tanto

$$H_8 = (1) (55) = 55 \text{ kcal / kg}$$

Los vapores salientes de la disolución están también a 55 ° C y su entalpía es de

$$H_3 = 621 \text{ kcal / kg (de tablas de vapor saturado).}$$

3.3.- Entalpías del vapor de calentamiento.

$$P_{\text{absoluta}} = 20 \text{ psi} + 11.3 \text{ psi} = 31.3 \text{ psi} = 2.129 \text{ atm} = 2.199 \text{ kg / cm}^2$$

De las tablas de vapor saturado

$$T_6 = 122 \text{ ° C}; H_6 = 646.5; H_7 = 122 \text{ kcal / kg}$$

3.4.- Balance de energía.

$$G_6 (646.5 - 122) = 1404.76 (621) + 385.9 (1) (55) - 1790.67 (20) (1)$$

$$G_6 = 1635.39 \text{ kg / h}$$

4.- Resultado.

Se requieren 1635.39 kg /h de vapor de calentamiento.

Ejemplo 2.

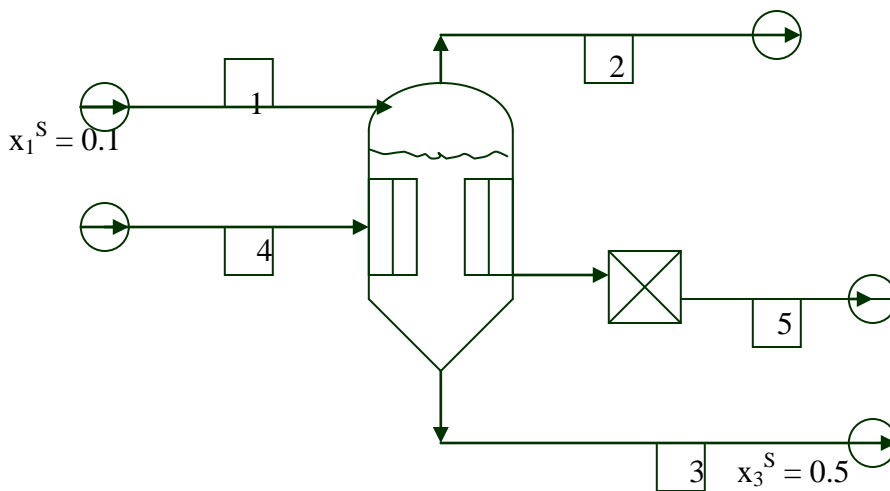
Una disolución se concentra desde 10 al 50 % de sólidos en un evaporador de simple efecto. El vapor suministrado está a 15 psi (120 °C) y se mantiene un vacío de 26 pulgadas de mercurio (52 ° C) en el espacio de vapores. La alimentación entrante al evaporador es de 25 000 kg /h. El área de transferencia de calor es de 68 m².

El condensado deja el evaporador a la temperatura de saturación del vapor y la disolución tiene un aumento despreciable de su punto de ebullición. El calor específico de la alimentación es de 0.9 kcal / kg ° C y el del producto de 0.5 kcal / kg ° C.

¿Cuál es la capacidad de este evaporador si la alimentación entra a 21 ° C?

¿Cuál es el valor del coeficiente total de transferencia de calor?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balances

$$L_1 = G_2 + L_3$$

$$G_4 = L_5$$

$$L_1 x_1^S = L_3 x_3^S$$

$$L_1 H_1 + G_4 H_4 = G_2 H_2 + L_3 H_3 + L_5 H_5$$

3.2.- Transferencia de calor

$$Q = U A (T_4 - T_3)$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balances.

$$25000 = G_2 + L_3$$

$$25000(0.1) = L_3 (0.5)$$

Por lo tanto

$$L_3 = 5000; G_2 = 20\,000 \text{ kg/h}$$

3.2.- Balance de energía

$$H_4 = 524.5 \text{ kcal/kg} \quad ; H_5 = 120 \text{ kcal/kg}$$

$$H_2 \text{ a } 52^\circ \text{C} = 618.5 \text{ kcal/kg}$$

$$H_1 = 0.9 (21) = 18.9 \text{ kcal/kg} \quad ; H_3 = 0.5 (52) = 26 \text{ kcal/kg}$$

Balance

$$G_4 (524.5 - 120) = 20\,000(618.5) + 5000(26) - 55\,000 (18.9)$$

$$G_4 = 28\,332.5 \text{ kg/h}$$

3.3.- Calor transferido

$$Q = 28\,332.5 (524.5 - 120) = 11\,460\,500 \text{ kcal/h}$$

3.4.- Coeficiente de transferencia.

$$11\,460\,500 = U (68) (120 - 52)$$

$$U = 2478.5 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

4.- Resultados.

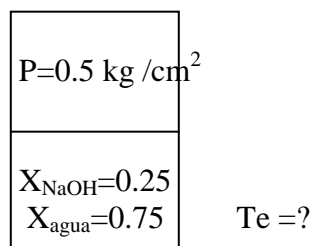
El evaporador transfiere 11 460 500 kcal/h y requiere de 28 332.5 kg/h de vapor de 15 psi.

El coeficiente de transferencia de calor es de 2478.5 kcal/h m² °C.

Ejemplo 3.

Una solución contiene 25 % en masa de NaOH y está a una presión de 0.5 kg/cm². Absolutas ¿A qué temperatura hervirá la solución?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión

Para encontrar la temperatura de ebullición de la solución primeramente se debe obtener la temperatura a la que herviría la solución si fuera agua pura. Con ese dato se puede ir al diagrama de Duhring de la sosa y encontrar el aumento en el punto de ebullición.

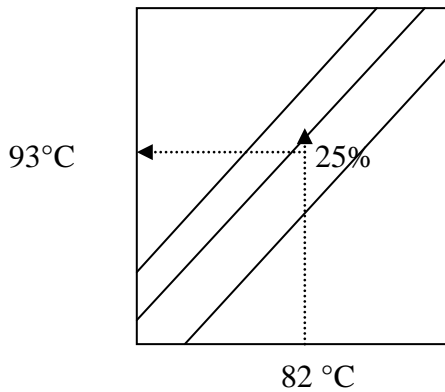
3.- Cálculos.

3.1.- Temperatura de ebullición del agua a la presión de trabajo.

De las tablas de vapor se encuentra que la temperatura de ebullición del agua es de 82 ° C.

3.2.- Temperatura de ebullición de la solución.

A partir del apéndice se encuentra que:



4.- Resultado.

La solución hervirá a los 93 °C. Hay un aumento de 11 ° C en el punto de ebullición.

Ejemplo 4.

¿Cuál es la entalpía de una disolución amoniacal al 10% y a 70 °C?

1.- Traducción.

$X_{\text{amoniacal}}=0.1$ $X_{\text{agua}}=0.9$ $T=70^{\circ}\text{C}$ $H=?$

2.- Planteamiento.

2.1.- Discusión.

Se trata de la entalpía de una solución no ideal, por lo que se deben obtener los calores de disolución, así como las capacidades caloríficas de la solución a partir de gráficas experimentales.

2.2.- Entalpía de la mezcla amoniacal.

$$H = Cp_{disolución} (T - 0) + \Delta H_D x_{amoniacal}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Cálculo del Cp de la disolución.

Tomando como base 100 kg de la disolución

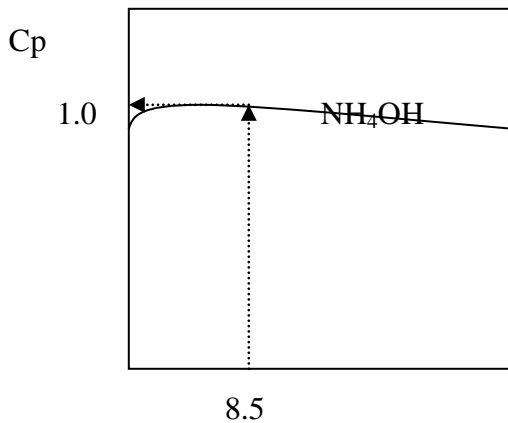
10 kg de NH₃ = 0.5882 kg mol de NH₃

90 kg de agua = 5 kg mol de agua

Por lo tanto:

$$\frac{5}{0.5882} = \frac{8.5 \text{ kgmol de agua}}{\text{kgmol de NH}_3}$$

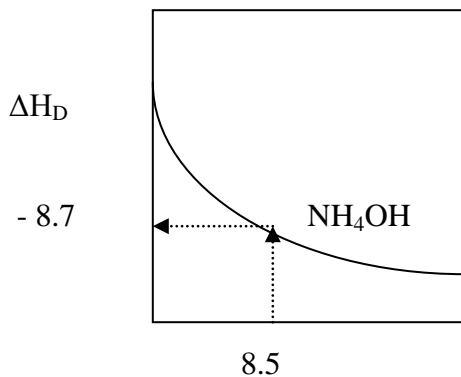
De la gráfica del apéndice:



Cp_{disolución} = 1 kcal / kg de disolución °C

3.2.- Cálculo del calor de disolución.

Del apéndice:



El calor de disolución es $\Delta H_D = -8.7 \text{ kcal / g mol de NH}_3$

3.3.- Entalpía de la disolución.

$$H = \frac{1 \text{ kilocaloría}}{\text{kg de disolución}^\circ\text{C}} (70-0)^\circ\text{C} - 8.7 \frac{\text{kcal}}{\text{gmol NH}_3} \times \frac{1000 \text{ gmol NH}_3}{\text{kgmol NH}_3} \times \frac{1 \text{ kgmol NH}_3}{17 \text{ kg NH}_3} \times \frac{0.1 \text{ kg NH}_3}{\text{kg de disolución}}$$

$H = 19.07 \text{ kcal / kg de disolución.}$

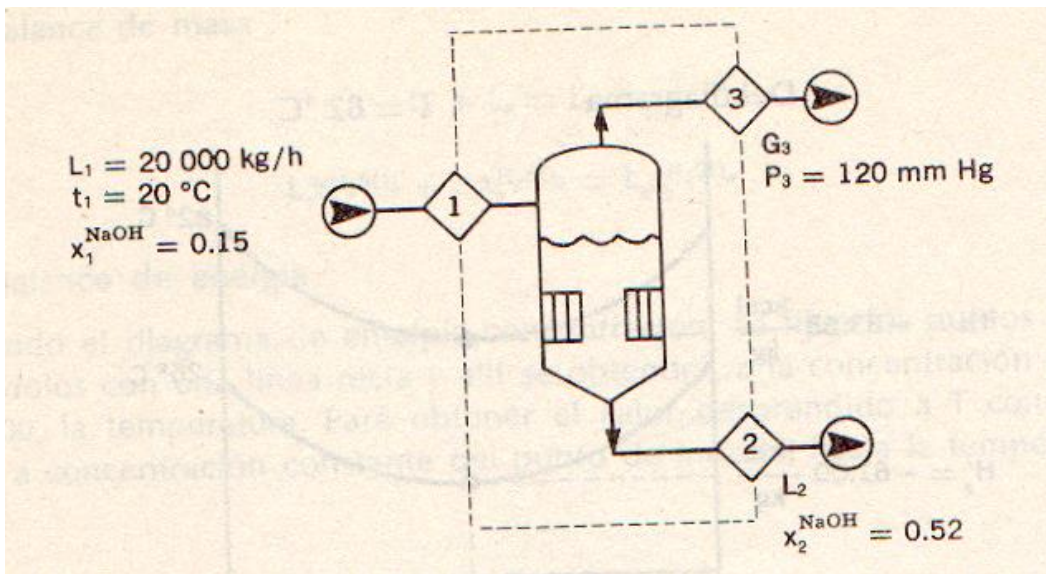
4.- Resultado.

La entalpía de la disolución es de 19.07 kcal /kg de disolución.

Ejemplo 5.

Un evaporador concentra 20 000 kg /h de una disolución al 15 % de NaOH hasta que tenga 52 % de sólidos. La presión manométrica del vapor de agua empleado es de 20 lb / pulgada cuadrada. La presión absoluta en el espacio de vaporización es de 120 mm de Hg. La temperatura de la alimentación es de 20 ° C. Calcule la cantidad de vapor consumido.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balance de materia.

$$L_1 = G_3 + L_2$$

$$L_1 x_1^{\text{sosa}} = L_2 x_2^{\text{sosa}}$$

2.2.- Balance de energía.

$$G_4 (H_4 - H_5) = G_3 H_3 + L_2 H_2 - L_1 H_1$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balance de material.

$$20\ 000 = L_2 + G_3$$

$$20\ 000 (0.15) = L_2 (0.52)$$

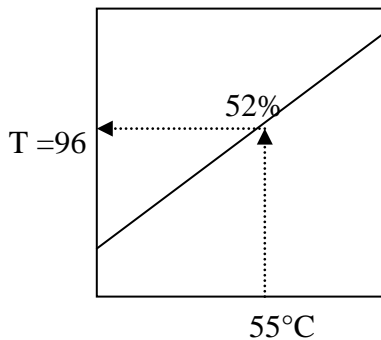
Por lo tanto

$$L_2 = 5\ 769\ \text{kg /h} \quad \text{y} \quad G_3 = 14\ 231\ \text{kg /h}$$

3.2.- Temperatura de ebullición de la disolución de sosa cáustica al 52 % y 120 mm de Hg.

Temperatura de ebullición del agua a 120 mm de Hg = 55 ° C

Temperatura de ebullición de la disolución de sosa cáustica usando el diagrama de Duhring del apéndice.



3.3.- Entalpías de la sosa cáustica.

A partir del diagrama del apéndice.

$$H_{115\%}^{20^\circ\text{C}} = 16.6 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$H_{52\%}^{96^\circ\text{C}} = 127.66 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

3.4.- Entalpía de los vapores producidos al evaporar la sosa cáustica.

$$H_3^{120\text{mmHg}, 96^\circ\text{C}} = 636 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad (\text{vapor de agua sobrecalentado}).$$

3.5.- Entalpías del vapor de calentamiento.

De tablas de vapor.

$$H_4 = 648 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$H_5 = 126 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

3.6.- Balance de energía.

$$G_4 (648 - 126) = 14\ 231 (636) + 5769 (127.66) - 20\ 000 (16.6)$$

$$G_4 = 18\ 113\ \text{kg} / \text{h}$$

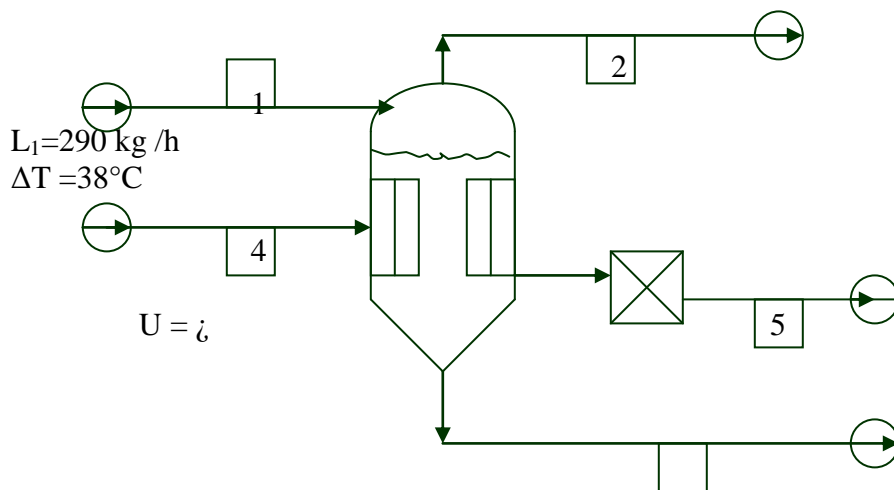
4.- Resultado.

Se requerirán 18 113 kg /h de vapor de agua a 20 psi (libras por pulgada cuadrada manométrica).

Ejemplo 6.

A un evaporador de calandria de 28 tubos de 1.5 pulgadas, 11 BWG y 18 pulgadas de largo entra 290 kg /h de una disolución con una densidad de 969 kg / m³ y una viscosidad de 1.08 kg / h m. La diferencia de temperatura es de 38 ° C. ¿Cuál es el coeficiente esperado?

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2,1.- Coeficiente de transferencia de calor.

Para un evaporador de calandria

$$U = \frac{30 \Delta T^{0.69} u^{0.53}}{\mu^{0.25}}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Velocidad.

Área

$$1.25 (28) = 35\ \text{pulgadas}^2 = 0.0225\ \text{m}^2$$

Gasto volumétrico.

$$290 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{\text{m}^3}{969 \text{kg}} = 0.2997 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Velocidad.

$$u = \frac{0.2997 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{0.0225 \text{m}^2} = 13.32 \frac{\text{m}}{\text{h}}$$

3.2.- Coeficiente.

$$U = \frac{30(38)^{0.69} (13.32)^{0.53}}{(1.08)^{0.25}} = 1428 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{°C}}$$

4.- Resultado.

El coeficiente esperado es de 1428 kcal / h m² °C

Ejemplo 7.

A un evaporador de circulación forzada y de tubos largos verticales se introducen 4500 kg /h de una solución de sosa cáustica al 20 % y 38°C. El evaporador trabaja con vapor de 1.34 kg / cm². Dentro del evaporador se ejerce una presión de 660 mm de Hg de vacío. La presión atmosférica es de 760 mm de Hg.

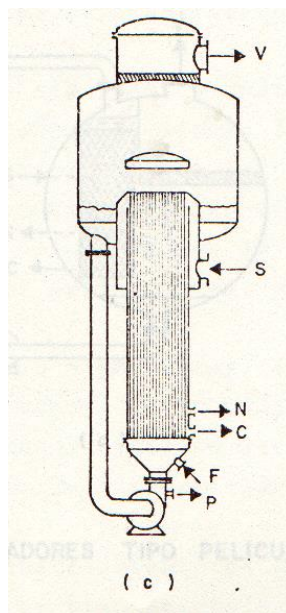
Los tubos del evaporador son de níquel de 7/8 de pulgada , 16 BWG y 12 pies de longitud. La solución se bombeará a través de los tubos a una velocidad de 3 m /s. ¿Cuántos tubos se requieren ?

Datos:

Para soluciones de sosa cáustica a 93 °C y 50%

Densidad 1475 kg / m³ ; la viscosidad 4.2 cps ; Cp = 0.76 kcal /kg ° C y k =0.52 kcal /h m °C

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Ecuación de diseño de un evaporador.

$$Q = U A \Delta T$$

2.2.- Coeficiente del lado interno.

$$\frac{hiDi}{k} = 0.0278 \left(\frac{Du\rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{Cp\mu}{k} \right)^{0.4}$$

2.3.- Balance de masa

$$L_1 = L_2 + G_3$$

$$L_1 x_1 = L_3 x_3$$

2.4.- Balance de energía.

$$Q = L_2 H_2 + G_3 H_3 - L_1 H_1$$

3.- Cálculos.

3.1.- Datos de los tubos

$$DI = 0.0621 \text{ pies} = 0.0189 \text{ m}$$

$$DO = 0.875 \text{ pulgadas} = 0.0222 \text{ m}$$

$$Dw = 0.02057 \text{ m}$$

$$L = 3.66 \text{ m}$$

$$\text{Área externa por tubo} = 3.14 (0.022) (3.66) = 0.2528 \text{ m}^2$$

$$\text{Área interna por tubo} = 3.14 (0.0189) (3.66) = 0.2172 \text{ m}^2$$

Conductividad térmica del tubo 50 kcal / h m ° C

3.2.- Coeficiente interno

$$Re = \frac{(0.0189)(3)(1475)}{4.2 \times 10^{-3}} = 1.99 \times 10^4$$

$$Pr = 18.25$$

$$Nu = 0.0278(1.99 \times 10^4)^{0.8} (18.25)^{0.4} = 244$$

$$hi = 6714 \text{ kcal / h m}^2 \text{ °C}$$

3.3.- Coeficiente externo

$$\text{Tomando } ho = 4400 \text{ kcal / h m}^2 \text{ °C}$$

3.4.- Coeficiente total

$$U = \frac{1}{\frac{1}{6714} + \frac{0.00155(0.0189)}{50(0.02057)} + \frac{0.0189}{4400(0.0222)}}$$

$$Ui = 2376 \text{ kcal / h m}^2 \text{ °C}$$

3.5.- Cantidad de calor.

Balance de materia.

$$4500 = G + L$$

$$4500 (0.2) = L (0.5)$$

$$L = 1800$$

$$G = 2700$$

3.6.- Balance de energía

Entalpia de la solución de sosa cáustica entrante al 20 % y 38 %

De los apéndices $H_1 = 35 \text{ kcal /kg}$

Temperatura de ebullición del agua a la presión de 660 mm de Hg de vacío = 100 mm de Hg absolutos. $53 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura de ebullición de la solución de sosa al 50% y a la presión de 100 mm de Hg.

$$T_e = 92 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entalpia de la solución de sosa al 50 % y $92 \text{ }^\circ\text{C}$ (de los apéndices)

$$H_3 = 130 \text{ kcal /kg}$$

Entalpia del agua evaporada a $92 \text{ }^\circ\text{C}$ y 100 mm de Hg (vapor sobrecalentado)

$$H_2 = 638 \text{ kcal/kg}$$

Vapor de calentamiento a la presión de 1.43 kg / cm^2 ; $T = 109 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpia del condensado 109 kcal /kg

Entalpia del vapor 640 kcal /kg

Balance de energía

$$Q = 1800 (130) + 2700 (638) - 4500(35) = 1\,799\,100 \text{ kcal /kg}$$

3.6.- Área.

$$\Delta T = 109 - 92 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$1\,799\,100 = 2376 A (17)$$

$$A = 44.54 \text{ m}^2$$

3.7.- Número de tubos.

$$\text{Número de tubos} = \frac{44.54}{0.2172} = 205$$

4.- Resultado.

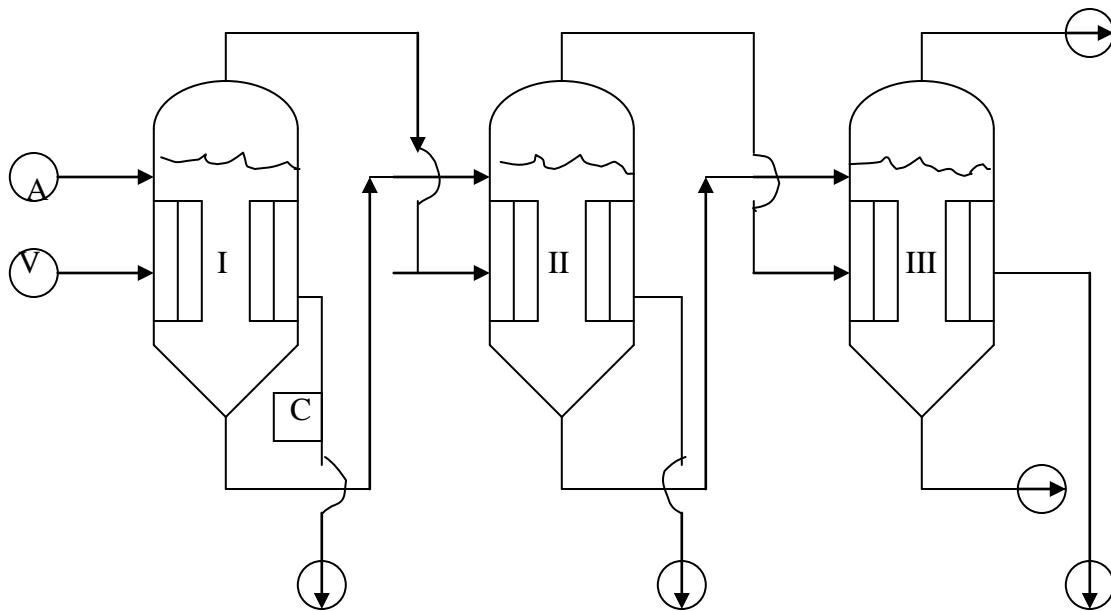
Se requieren 205 tubos.

Evaporación en múltiples efectos

Uno de los costos mayores en la operación de evaporación es el de vapor de calentamiento. Para reducir ese costo es práctica común introducir los vapores producidos por la evaporación a la sección de calentamiento de un segundo evaporador. Este vapor se condensa y provee el calor de vaporización requerido para el segundo efecto. Por supuesto, que para transferir calor desde el vapor de calentamiento al líquido en ebullición, la temperatura de ebullición debe ser menor que la de condensación. El término economía de vapor, aplicado a la evaporación es:

$$economía = \frac{\text{kg de agua evaporada}}{\text{kg de vapor suministrado al sistema}}$$

Para lograr buenas economías, la presión en los diferentes efectos debe ser diferente:



En un sistema como el mostrado la menor presión está en el tercer evaporador, teniendo la mayor presión el primero. El vacío se debe mantener en el tercer evaporador, mediante bombas de vacío, eyectores o educutores.

Los múltiples efectos pueden colocarse en corrientes directa, en contracorriente o en alimentación mixta.

Para resolver los múltiples efectos se deben resolver simultáneamente los balances de materia y energía y tomar en cuenta las posibles elevaciones en el punto de ebullición de las soluciones. Los evaporadores pueden resolverse para áreas iguales o para coeficientes de transferencia de calor iguales.

La resolución de los múltiples efectos llevaría los siguientes pasos:

- 1.- Balance de materia para todo el sistema para determinar la cantidad a evaporar.
2. Suponiendo áreas iguales y cantidades de calor transferidas similares.

$$\Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 = \Delta T_{\text{total}} - (\Delta e_1 + \Delta e_2 + \Delta e_3) = \Delta T_{\text{útil}}$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3$$

$$\Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 = \Delta T_{\text{útil}}$$

$$U_1 A_1 \Delta T_1 = U_2 A_2 \Delta T_2 = U_3 A_3 \Delta T_3$$

$$\text{Si } A_1 = A_2 = A_3$$

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}$$

- 3.- Se plantean las ecuaciones de balance de energía.

Total

$$L_A H_A + V H_V = G_1 H_{L1} + G_2 H_{L2} + G_3 H_{V3} + V H_L + L_3 H_3$$

En donde V es la cantidad de vapor utilizado. H_V la entalpía del vapor. H_{L1} es la entalpía del vapor condensado proveniente de G_1 .

-Balances de energía en cada evaporador

$$V \lambda_V + L_A H_A = G_1 H_{V1} + H_{L1} (L_A - G_1) \quad (1)$$

$$H_{L1} (L_A - G_1) + G_1 \lambda_1 = G_2 H_{V2} + (L_A - G_1 - G_2) H_{L2} \quad (2)$$

$$(L_A - G_1 - G_2) H_{L2} + G_2 \lambda_2 = G_3 H_{V3} + L_4 H_{L4} \quad (3)$$

$$G_1 + G_2 + G_3 = G_{\text{total}} \quad (4)$$

- 4.- Se resuelven las ecuaciones. Obteniéndose las evaporaciones en cada efecto G , así como los calores Q .

- 5.- A partir de lo anterior se obtiene A

$$A_1 = \frac{Q_1}{U_1 \Delta T_1} ; A_2 = \frac{Q_2}{U_2 \Delta T_2}$$

Si las suposiciones son correctas las superficies deben ser iguales.

- 6.- Si las áreas son diferentes se procede a hacer una nueva distribución de ΔT y se rehacen los cálculos.

$$A_{\text{media}} = \frac{\sum \Delta T(A)}{\Delta T} = \frac{\Delta T_1 A_1 + \Delta T_2 A_2 + \Delta T_3 A_3}{\Delta T_{\text{útil}}}$$

$$\Delta T_{\text{nuevo}} = \Delta T \frac{A}{A_{\text{media}}}$$

¿Qué es un condensador de superficie?

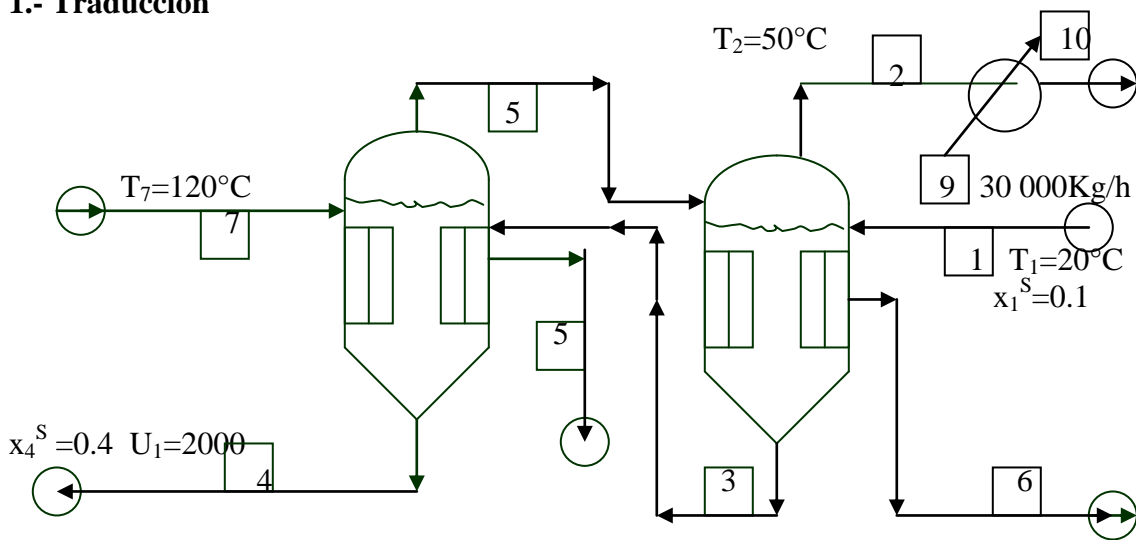
¿Cómo funciona un evaporador de película descendente?
 ¿Qué es un evaporador de bola?

Ejemplo 8.

En un evaporador de doble efecto se han de tratar 30 000 kg /h de una disolución que no presenta un aumento apreciable en su punto de ebullición con la concentración. La disolución se alimentará a contracorriente al segundo efecto y a 20 ° C y se debe concentrar desde un 10 % hasta un 40 % de sólidos. Para lograr la evaporación se emplea vapor que entrará al primer efecto saturado y a 120 ° C. En el segundo efecto el vacío es tal que la solución hierve a 50 ° C. Los coeficientes de transferencia de calor son de 2000 y 1600 kcal / h m² ° C. La capacidad calorífica de todos los líquidos puede tomarse como 1 kcal / kg ° C.

¿Cuánto líquido concentrado se obtiene? ¿Cuánta agua total se evapora? ¿Cuál es el ΔT máximo? ¿Cuánto vapor se necesita? ¿Cuál es la economía? ¿Cuáles son las concentraciones intermedias? ¿Cuál es el área de cada evaporador si estas son iguales? ¿Cuánta agua se requiere si el condensador es de contacto directo?

1.- Traducción



2.- Planteamiento.

2.1.- Balances

Balances de materia

Total

$$L_1 = G_2 + G_5 + L_4$$

$$L_1 x_1^S = L_4 x_4^S$$

En el evaporador I

$$L_3 = G_5 + L_4$$

$$G_5 = L_6 \quad ; \quad G_7 = L_8$$

En el evaporador II

$$L_1 = G_2 + L_3 \quad ; \quad G_5 = L_6$$

Balances de energía

En I

$$G_7 H_7 + L_3 H_3 = G_5 H_5 + L_4 H_4 + L_8 H_8$$

$$G_7(H_7 - H_8) = G_5 H_5 + L_4 H_4 - L_3 H_3$$

$$G_7 \lambda_7 = G_5 H_5 + L_4 H_4 - (G_5 + L_4) H_3$$

$$H_4 = C_p(T_4 - T_o) \quad ; \quad H_3 = C_p(T_3 - T_o) \quad ; \quad H_5 = C_p(T_4 - T_o) + \lambda_4$$

Si hacemos que $T_o = T_4$

$$\text{Entonces } H_4 = 0 \quad ; \quad H_3 = C_p(T_3 - T_4) \quad ; \quad H_5 = \lambda_4$$

Por lo tanto

$$G_7 \lambda_7 = G_5 \lambda_4 - (G_5 + L_4)(T_3 - T_4) \quad (\text{I})$$

Balace de energía en II

$$L_1 H_1 + G_5 H_5 = G_2 H_2 + L_6 H_6 + L_3 H_3$$

$$G_5 (H_5 - H_6) = G_2 H_2 + L_3 H_3 - L_1 H_1$$

$$G_5 \lambda_5 = (L_1 - L_3) H_2 + L_3 H_3 - L_1 H_1$$

$$(L_3 - L_4) \lambda_5 = (L_1 - L_3) H_2 + L_3 H_3 - L_1 H_1$$

$$H_3 = C_p(T_2 - T_o) \quad ; \quad H_2 = C_p(T_2 - T_o) + \lambda_2 \quad ; \quad H_1 = C_p(T_1 - T_o)$$

Si $T_o = T_2$

$$H_3 = 0 \quad ; \quad H_2 = \lambda_2 \quad ; \quad H_1 = (T_1 - T_2)$$

$$(L_3 - L_4) \lambda_5 = (L_1 - L_3) \lambda_2 - L_1 (T_1 - T_2) \quad (\text{II})$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balance de materia.

$$30\,000 = G_2 + G_5 + L_4$$

$$30\,000 (0.1) = L_4 (0.4)$$

$$L_4 = 7500 \text{ kg/h}$$

$$G_2 + G_5 = 22\,500 \text{ kg/h}$$

3.2.- ΔT máximo .

$$120 - 50 = 70 \text{ }^\circ\text{C} = \Delta T$$

Primer tanteo

Suponer que :

$$\Delta T_1 = 35 \text{ }^\circ\text{C} \quad ; \quad \Delta T_2 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

Por lo tanto :

$$T_1 = 120 - 35 = 85 \text{ }^\circ\text{C} \quad ; \quad T_2 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.3.- Entalpias en el primer tanteo.

$$\lambda_{\text{vapor}}^{120^\circ\text{C}} = 526 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad ; \quad \lambda_5^{85^\circ\text{C}} = 548.6 \quad ; \quad \lambda_2^{50^\circ\text{C}} = 569.35 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$G_7(526) = G_5(548.6) - (G_5 + 7500)(50 - 85) \quad (I)$$

$$(L_3 - 7500) 548.6 = (3000 - L_3) 569.35 - 30000(20 - 50) \quad (II)$$

de (II)

$$L_3 = 19763.85 \text{ kcal/h}$$

$$G_5 = 12263.85 \text{ kcal/h}$$

$$G_2 = 10236.15 \text{ kg/h}$$

$$G_7 = 14105 \text{ kg/h}$$

$$Q = G_7(526) = 7419682 \text{ kcal/h}$$

3.4.- Nuevas ΔT

$$Q_V = 7419682 \text{ kcal/h} \quad Q_{II} = 6727948 \text{ kcal/h}$$

$$Q = UA \Delta T$$

$$A_I = \frac{7419682}{2000(35)} = 105 \quad ; \quad A_{II} = \frac{6727948}{1600(35)} = 120 m^2$$

$$A_m = 113 m^2$$

$$\Delta T_I = \frac{741682}{2000(113)} = 33^\circ C \quad ; \quad \Delta T_{II} = 37^\circ C$$

Por lo tanto $T_I = 87^\circ C$; $T_{II} = 50^\circ C$

3.5.- Segundo tanteo.

$$\lambda_V = 526 \quad ; \quad \lambda_I = 547 \quad ; \quad \lambda_{II} = 569.35 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$(L_3 - 7500)547 = (30000 - L_3) 569.35 - 30000(20 - 50)$$

$$L_3 = 19781 \text{ kg/h}$$

$$G_5 = 12281.4 \text{ kg/h}$$

$$G_2 = 10219 \text{ kg/h}$$

$$G_7(526) = 12281.4(547) - 19781(50 - 87)$$

$$G_7 = 14163 \text{ kg/h}$$

$$Q_V = 7449822.8 \text{ kcal/h}$$

3.6.- Nuevas ΔT

$$Q_{II} = 6717925 \text{ kcal/h}$$

$$A_I = \frac{74498228}{2000(33)} = 112.8 \quad ; \quad A_{II} = \frac{6717925}{37(1600)} = 113.47$$

$$A_m = 113 m^2$$

3.7.- Economía .

$$E = \frac{22500}{14163} = 1.588$$

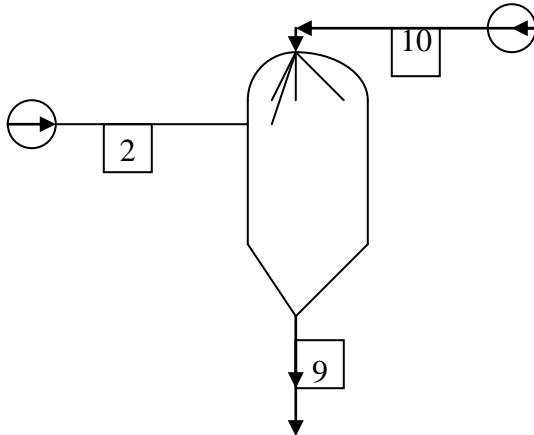
3.8.- Concentración intermedia.

$$L_1 x_1^S = L_3 x_3^S$$

$$30000(0.1) = 19781(x_3^S)$$

$$x_3^S = 0.15$$

3.9.- Agua requerida en el condensador.



$$G_2 + L_{10} = L_9$$

$$G_2 H_2 + L_{10} H_{10} = L_9 H_9$$

Si $T_{10} = 25^\circ\text{C}$ y $T_9 = 45^\circ\text{C}$
 $H_2 = 619.37 \text{ kcal / kg}$; $H_{10} = 25 \text{ kcal / kg}$, $H_9 = 45^\circ\text{C}$

$$10219 + L_{10} = L_9$$

$$10219 (619.37) + L_{10} (25) = L_9 (45)$$

Resolviendo simultáneamente

$$L_{10} = 293474 \text{ kg / h}$$

4.- Respuestas.

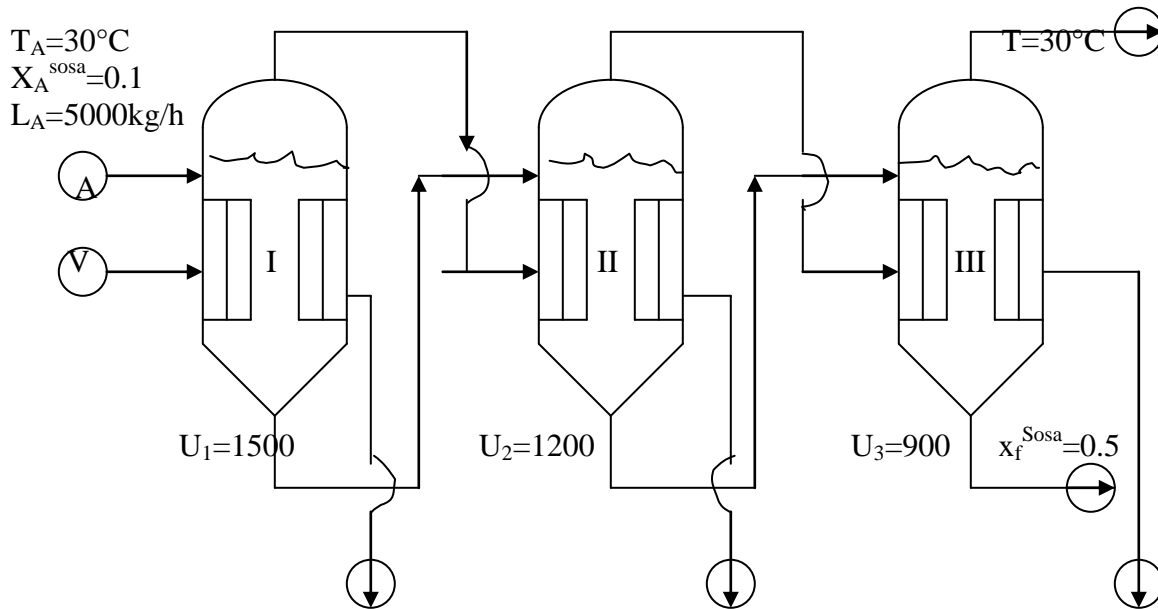
- Se obtiene 7500 kg / h de concentrados.
- Se evaporan 22500 kg / h
- La diferencia de temperaturas máxima es de 70°C
- Se requieren 14163 kg / h de vapor de calentamiento.
- La economía es de 1.588.
- La concentración intermedia es de 0.15
- Las áreas son de 113 m^2 .
- Se requieren 293474 kg / h de agua en el condensador de contacto directo.

Ejemplo 9.

Determine las áreas de transferencia de calor, las temperaturas de ebullición y la economía de un evaporador de triple efecto que concentra una disolución de sosa cáustica desde el 10% hasta el 50% en peso. El vapor de calefacción del primer efecto es vapor saturado de 6 atm y el vapor del tercer efecto condensa a 30°C . Se desean tratar 5000 kg / h de

alimentación a 30 ° C y si los coeficientes son $U_1=1500$, $U_2 = 1200$ y $U_3 = 900$ kcal / h $m^2\text{°C}$.

1.- Traducción.



2.- Planteamiento.

2.1.- Balances de materia.

$$L_A = G_1 + G_2 + G_3 + L_3$$

En donde G_1 = agua evaporada en el primer efecto; G_2 =agua evaporada en el segundo efecto.

L_A = solución alimentada en el primer efecto; L_3 = solución concentrada saliente del tercer efecto.

Balace total de sosa

$$L_A x_A^S = L_3 x_3^S$$

Balace en el primer efecto

$$L_A = G_1 + L_1$$

$$L_A x_A^S = L_1 x_1^S$$

Balace en el segundo efecto

$$L_1 = G_2 + L_2$$

$$L_1 x_1^S = L_2 x_2^S$$

Balace en el tercer efecto

$$L_2 = G_3 + L_3$$

$$L_2 x_2^S = L_3 x_3^S$$

2.2.- Balances de energía.

Total

$$L_A H_A + V H_V = G_1 H_{L1} + G_2 H_{L2} + G_3 H_{V3} + V H_L + L_3 H_3$$

En donde V es la cantidad de vapor utilizado. H_V la entalpía del vapor. H_{L1} es la entalpía del vapor condensado proveniente de G_1 .

2.3.- Distribución de las áreas

$$Q_1 = Q_2 = Q_3$$

$$\Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 = \Delta T_{\text{útil}}$$

$$U_1 A_1 \Delta T_1 = U_2 A_2 \Delta T_2 = U_3 A_3 \Delta T_3$$

2.4.-Balances de energía en cada evaporador

$$V \lambda_V + L_A H_A = G_1 H_{V1} + H_{L1}(L_A - G_1) \quad (1)$$

$$H_{L1}(L_A - G_1) + G_1 \lambda_1 = G_2 H_{V2} + (L_A - G_1 - G_2) H_{L2} \quad (2)$$

$$(L_A - G_1 - G_2) H_{L2} + G_2 \lambda_2 = G_3 H_{V3} + L_4 H_{L4} \quad (3)$$

$$G_1 + G_2 + G_3 = G_{\text{total}} \quad (4)$$

3.- Cálculos.

3.1.- Balances de materia.

Balance total

$$5000 = G_1 + G_2 + G_3 + L_3$$

Balance parcial

$$5000(0.1) = L_3 (0.5)$$

$$L_3 = 1000 \text{ kg /h}$$

Por lo tanto:

$$G_1 + G_2 + G_3 = 4000 \text{ kg /h}$$

3.2.- Temperaturas.

Temperatura del vapor de calentamiento a 6 atm = 160 ° C

Temperatura de condensación de los vapores salientes de tercer efecto = 30 ° C

$$\Delta T_{\text{útil}} = 160 - 30 - \Sigma \Delta e$$

3.3.- Primera suposición

$$G_1 = G_2 = G_3 = 1333 \text{ kg /h}$$

Balance en el primer efecto

$$5000 = 1333 + L_1 \quad ; L_1 = 3667 \text{ kg /h}$$

$$5000(0.1) = 3667 x_1^S \quad ; x_1^S = 0.1364$$

Balance en el Segundo evaporador

$$3667 = 1333 + L_2 \quad ; L_2 = 2334 \text{ kg /h}$$

$$3667 (0.1364) = 2334 x_2^S \quad ; x_2^S = 0.2143$$

Balance en el tercer evaporador

$$2334 = 1333 + L_3 \quad ; L_3 = 1000$$

$$x_3^S = 0.5$$

Aumentos en el punto de ebullición.

$x_1^S = 0.1364$ temperatura de ebullición del agua = 100°C , T de ebullición de la disolución 100°C por lo tanto $\Delta e_1 = 0$

Si $x_2^S = 0.2143$ Temperatura de ebullición de la solución 103°C , $\Delta e_2 = 3$

Si $x_3^S = 0.5$ y la temperatura de los vapores que se condensan salientes de 3 es de 30°C
Del diagrama de Duhring T de la solución = 75°C $\Delta e_3 = 75 - 30 = 45$

Por lo tanto el ΔT útil = $160 - 30 - (0 + 3 + 45) = 82^\circ \text{C}$

$$U_1 A_1 \Delta T_1 = U_2 A_2 \Delta T_2 = U_3 A_3 \Delta T_3$$

Primera suposición áreas iguales $A_1 = A_2 = A_3$

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \quad ; \quad \frac{U_2}{U_3} = \frac{\Delta T_3}{\Delta T_2}$$

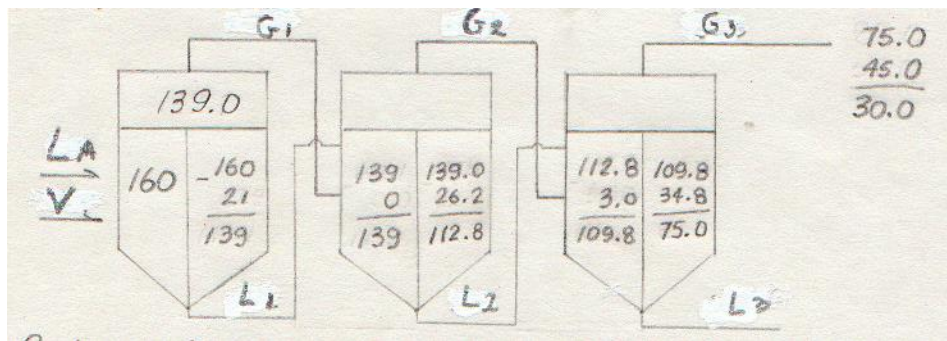
$$\frac{1500}{1200} = 1.25 = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \quad \quad \frac{1200}{900} = 1.33 = \frac{\Delta T_3}{\Delta T_2}$$

$$\Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 = 82^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_1 + (1.25\Delta T_1) + [1.33(1.25\Delta T_1)] = 82$$

$$\Delta T_1 = 21^\circ \text{C} \quad ; \quad \Delta T_2 = 26.2^\circ \text{C} \quad ; \quad \Delta T_3 = 34.8^\circ \text{C}$$

Primera distribución de temperaturas.



Balances de energía.

$$V \lambda_V + L_A H_A = G_1 H_{V1} + H_{L1} (L_A - G_1) \quad (1)$$

$$H_{L1} (L_A - G_1) + G_1 \lambda_1 = G_2 H_{V2} + (L_A - G_1 - G_2) H_{L2} \quad (2)$$

$$(L_A - G_1 - G_2) H_{L2} + G_2 \lambda_2 = G_3 H_{V3} + L_4 H_{L4} \quad (3)$$

$$G_1 + G_2 + G_3 = G_{total} \quad (4)$$

Datos

$$\lambda_V \text{ vapor}_{6am} = 497 \frac{kcal}{kg} ; \lambda_1 \text{ vapor a } 139 = 514 \frac{kcal}{kg} ; \lambda_2 \text{ vapor a } 110^\circ C = 530 \frac{kcal}{kg}$$

$$H_{A \text{ NaOH } 10\%}^{30^\circ C} = 25 \frac{kcal}{kg} ; H_{L2 \text{ NaOH } 21.43\%}^{113^\circ C} = 98 \frac{kcal}{kg} ; H_{L1 \text{ NaOH } 13.64\%}^{139^\circ C} = 128 \frac{kcal}{kg}$$

$$H_{L3 \text{ NaOH } 50\%}^{75^\circ C} = 110 \frac{kcal}{kg}$$

$$H_{V2 \text{ vapor}}^{113^\circ C} = 643 \frac{kcal}{kg} ; H_{V2 \text{ vapor}}^{139^\circ C} = 652 \frac{kcal}{kg} ; H_{V3 \text{ vapor}}^{75^\circ C} = 622 \frac{kcal}{kg}$$

Sustituyendo los valores

$$V(497) + 5000(25) = G_1(652) + 128(5000 - G_1) \quad (1)$$

$$128(5000 - G_1) + G_1(514) = G_2(643) + (5000 - G_1 - G_2)98 \quad (2)$$

$$98(5000 - G_1 - G_2) + G_2(530) = G_3(622) + 1000(110) \quad (3)$$

$$G_1 + G_2 + G_3 = 4000 \quad (4)$$

Resolviendo simultáneamente

$$V = 2348.9 \text{ kg/h} ; G_1 = 1245.1 \text{ kg/h} ; G_2 = 1381 \text{ kg/h} ; G_3 = 1373.90 \text{ kg/h}$$

Calores

$$Q_1 = 2348.9 (497) = 1\,167\,403.3$$

$$Q_2 = 1\,245.1 (514) = 639\,981.4$$

$$Q_3 = 1\,381.0 (530) = 731\,930.0 \text{ kcal/h}$$

Areas

$$A_1 = \frac{11674033}{1500(21)} = 37.06$$

$$A_2 = \frac{6399814}{1200(26.2)} = 20.35$$

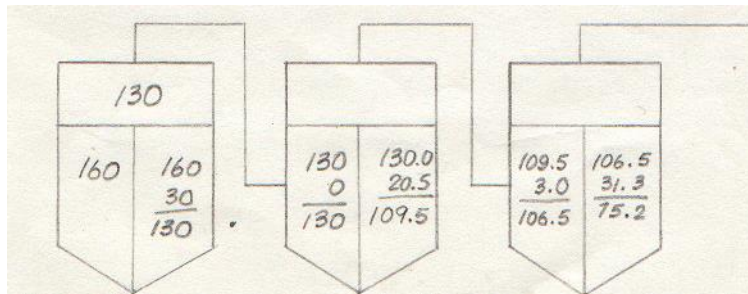
$$A_3 = \frac{731930}{900(34.8)} = 23.37$$

$$A_{media} = \frac{\Sigma \Delta T(A)}{\Delta T} = \frac{(37.06)21 + (20.35)26.2 + (23.37)34.8}{82} = 26m^2$$

3.4.-Segundo tanteo

$$\Delta T_{nuevo} = \Delta T \frac{A}{A_{media}}$$

$$\Delta T_1 = \frac{37.(21)}{26} = 30^\circ C \quad ; \Delta T_2 = \frac{26.2(20.35)}{26} = 20.5 \quad ; \Delta T_3 = \frac{23.37(34.8)}{26} = 31.3$$



Datos

$$\lambda_{V a 6 atm} = 497 \frac{kcal}{kg} ; \lambda_{1 vapor}^{130^\circ C} = 519 \frac{kcal}{kg} ; \lambda_{2 vapor}^{106^\circ C} = 536 \frac{kcal}{kg}$$

$$H_{L1NaOH}^{30^{\circ}C} = 25 \frac{kcal}{kg}; H_{1NaOHal\ 13.54\%}^{13.64} = 119 \frac{kcal}{kg}; H_{L2NaOH\ al\ 21.43\%}^{110^{\circ}C} = 95 \frac{kcal}{kg}$$

$$H_{L3NaOH\ al\ 50\%}^{75^{\circ}C} = 110 \frac{kcal}{kg}$$

$$H_{V1vapor}^{130^{\circ}C} = 649 \frac{kcal}{kg}; H_{V2vapor}^{110^{\circ}C} = 642 \frac{kcal}{kg}; H_{V3vapor}^{75^{\circ}C} = 622 \frac{kcal}{kg}$$

$$V(497) + 5000 (25) = G_1(649) + 119 (5000-G_1) \quad (1)$$

$$119 (5000- G_1) + G_1 (519) = G_2 (642) + (5000 - G_1 - G_2) 95 \quad (2)$$

$$95 (5000 - G_1-G_2) + G_2 (536) = G_3 (622) + 1000 (110) \quad (3)$$

$$G_1 + G_2 + G_3 = 4000 \quad (4)$$

$$V = 2\ 399.83\ kg / h ; G_1 = 1264.44.1\ kg /h ; G_2 = 1363.62\ kg /h ; G_3 = 1\ 371.94\ kg /h$$

Calores

$$Q_1 = 2399.83 (497) = 1\ 192\ 715.51$$

$$Q_2 = 1\ 264.44 (519) = 656\ 244.36$$

$$Q_3 = 1\ 363.62 (536) = 730\ 900.32\ kcal / h$$

Areas

$$A_1 = \frac{119271551}{1500(30)} = 26.51$$

$$A_2 = \frac{65624436}{1200(20.5)} = 26.67$$

$$A_3 = \frac{73090032}{900(31.3)} = 25.94$$

3.5.- Economía.

$$\text{Economía} = \frac{4000}{2399.83} = 1.6668$$

4.- Resultados

Se requieren 26 m² en cada evaporador

En el primer evaporador la solución hierve a 130°C , en el segundo a 109°C y en el tercero a 75 ° C. La economía es de 1.6668.

Ejercicios de autoevaluación**Problema 1.**

En un evaporador de doble efecto se han de tratar 10 000 kg /h de una disolución que no presenta aumento del punto de ebullición para concentrarla desde el 10 % hasta el 20 %. La solución diluida entra al segundo efecto a 20 | C. El vapor de calentamiento entra al primer efecto a 105 | C. En el segundo efecto el vacío es tal que la solución hierve a 50 | C. Los coeficientes de transferencia de calor son de 1700 kcal /h m²°C y de 1600 para el segundo efecto. La capacidad calorífica es de 1 kcal / kg ° C.

¿Cuáles serán las áreas requeridas?

Problema 2.

Un evaporador de simple efecto debe concentrar 9090 kg /h de una solución de 20 % de NaOH hasta 50% de sólidos. La presión manométrica de vapor de calentamiento es de 1.36 kg / cm². La presión absoluta en el espacio de evaporación será de 100 mm de Hg. El coeficiente total es timado es de 1220 kcal /h m²°C. La temperatura de alimentación es de 38 ° C. Calcule el área requerida. ¿Cuál es la economía?

R.-La superficie es de 87 m². La economía es de 0.779

Problema 3.

Una solución de un coloide orgánico en agua se va a concentrar de 10 a 50 % de sólidos en un evaporador. El vapor utilizado tiene una presión manométrica de 1 atm. En el espacio de vaporización se mantiene una presión absoluta de 105 mm de Hg lo que corresponde a un punto de ebullición del agua de 52 ° C. La alimentación es de 25 000 kg /h. La solución tiene una elevación del punto de ebullición y un calor de disolución despreciable. Calcule el consumo de vapor si la temperatura de alimentación es de 21 ° C. La capacidad calorífica de la solución entrante es de 0.9 kcal / kg ° C.

Problema 4.

En un evaporador simple se tratan 15 000 kg /h de una disolución de NaOH al 10% que han de concentrarse hasta el 50 % en peso. El vapor empleado como medio de calentamiento es vapor saturado de 3.5 atm y una vez condensado sale del evaporador a la temperatura de condensación .El vacío mantenido en la cámara de evaporación es de 620 mm de Hg referido a la presión atmosférica normal. Se va a usar un evaporador de calandria con tubos de 2 pulgadas por cuatro pies de largo. Determine el área requerida si la alimentación entra a 40 ° C y si no se pierde calor.

R.- Se requieren 148 m².

Problema 5.

Se desean concentrar una solución de NaOH desde 4 % hasta el 40 % haciendo uso de un doble efecto y a corriente directa. Los evaporadores usados serán de tubos largos verticales De 18 pies de largo de 1 pulgada Cd.40. La velocidad en los tubos debe ser de 1.5 m /s. En el evaporador de menor presión se tiene la lectura de 40 cm de Hg referido a la presión de

una atmósfera. El vapor de calentamiento es de $5 \text{ kg} / \text{cm}^2$ absolutos. La cantidad de sólidos es de $450 \text{ kg} / \text{h}$. Si los evaporadores tienen la misma área ¿Cuál será ésta? ¿Qué número de tubos se requieren?

R.- El área de cada evaporador será 58 m^2 .

Problema 6.

Una solución tiene un aumento en el punto de ebullición despreciable y se va a concentrar de 10 a 50 % en un evaporador de triple efecto. Se tiene a la mano vapor de 1 atm manométrica. La presión absoluta en el tercer efecto será de 206 mm de hg absoluto lo que corresponde a un punto de ebullición de 52°C . La alimentación entra a razón de $25\,000 \text{ kg} / \text{h}$ a una temperatura de 21°C . El cp es de $1 \text{ kcal} / \text{kg}^\circ\text{C}$. Se va a usar la misma cantidad de superficie en cada evaporador. Calcule el área necesaria si se usan tubos cortos verticales de 7/8 de pulgadas 16 BWG y 4 pies de longitud.

R.- Las áreas son de $800 \text{ kcal} / \text{h m}^2^\circ\text{C}$.

Problema 7.

Un triple efecto se usa para concentrar sosa desde 5 al 50 %. Se usa un arreglo directo, la alimentación entra a 15°C . Los coeficientes serán de 3900, 2500, 1500 $\text{kcal} / \text{h m}^2^\circ\text{C}$. Se usa vapor de $8.5 \text{ kg} / \text{cm}^2$ absolutas y eyectores para dar una presión de 52 mm de Hg absolutos. Las áreas serán iguales y lo suficientemente grandes para dar 10 toneladas /h de concentrado. ¿Cuáles serán las áreas? ¿Cuál será la economía?

R.- Las áreas serán de 250 m^2 y la economía de 1.62

Problema 8.

Se usa un evaporador con un área de 83.6 m^2 y $U = 2638 \text{ kcal} / \text{h m}^2^\circ\text{C}$ para obtener agua destilada que se alimentará a una caldera.

Al evaporador se introduce agua de la red de tubería que contiene 400 ppm de sólidos disueltos a 15°C . El evaporador opera a una atmósfera de presión. Para calentamiento se dispone de vapor de agua saturado a 1.7 atm absolutas. Calcule la cantidad de agua destilada que se produce por hora cuando el líquido de salida contiene 800 ppm de sólidos ¿Qué cantidad de vapor de calentamiento se requiere?

Problema 9.

Una solución se concentra de 10 a 50 % de sólidos en un evaporador de simple efecto. El vapor de calentamiento se mete a 1 atm de presión manométrica y el vacío efectuado es de 605 mm de hg en el espacio de evaporación.

La alimentación es de $25\,000 \text{ kg} / \text{h}$ a 52°C . El condensado deja el evaporador a la temperatura de condensación y la solución tienen una elevación en su punto de ebullición despreciable. El calor específico de la alimentación es de $0.9 \text{ kcal} / \text{kg}^\circ\text{C}$ ¿Cuál es el área requerida para este evaporador si el coeficiente de transferencia de calor es de $1000 \text{ kcal} / \text{h m}^2^\circ\text{C}$

R.- El área es de 168 m^2 .

Problema 10.

En una de las fases de fabricación de un compuesto orgánico se ha de incluir un evaporador de simple efecto para concentrar una disolución de ese compuesto desde el 10 % hasta el 60% en peso. Se debe diseñar el evaporador para tratar 20 000 kg /h de disolución a 18 °C la que se precalienta en un evaporador hasta 48 ° C. El coeficiente total de transferencia de calor del precalentador es de 3200 kcal / h m²°C

En el espacio de vaporización del evaporador se mantiene un vacío que permite que la disolución hierva a 64 ° C. El vapor procedente de la disolución se condensa en un evaporador de contacto directo, saliendo el agua a 40 ° C. El coeficiente total del evaporador es de 1000 kcal /h m²°C. Para el calentamiento del evaporador y el precalentador se utiliza vapor saturado a 3.2 atm de presión absoluta. Las pérdidas de calor al exterior son del 5 % del calor requerido en el precalentador. Calcule:

- La superficie del precalentador.
- La cantidad de agua consumida en el condensador si el agua de que se dispone está a 20 ° C.
- La cantidad de vapor de calentamiento empleado.
- La superficie de calentamiento del evaporador.

Problema 11.

Un doble efecto tiene 20 m² para cada efecto y se piensa concentrar una disolución del 10 hasta el 50% el que entra en corriente directa a 40 °C. La solución no presenta aumento en su punto de ebullición y la capacidad calorífica es de 1 kcal /kg ° C. El vapor de calentamiento es saturado a 3 atm absolutas y en el segundo efecto se mantiene un vacío de 610 mm de Hg referido a 760 mm de Hg. Los coeficientes totales de transferencia de calor son $U_1 = 2200$ y $U_2 = 1500$ kcal / h m²°C. ¿Qué cantidad de disolución puede tratarse por hora en el doble efecto?

R.- Se pueden tratar 5 560 kg /h

Problema 12

Se deben concentrar 10 000 kg /h de una disolución de NaOH desde el 12 % hasta el 40 % en un evaporador de doble efecto. La alimentación entra a corriente directa a 50 ° c después de calentarla en un intercambiador de calor. Para la calefacción del primer efecto se utiliza vapor de 2.6 atm absoluta. En el segundo efecto se mantiene un vacío de 545 mm de Hg referido a 760 mm de Hg. El vapor procedente de este evaporador se condensa en un condensador barométrico con entrada de agua a 25 ° C. Calcule el área de calentamiento si $U_1 = 1900$, $U_2 = 1200$ kcal / h m² ° C. Indique la cantidad de agua requerida para la condensación. Encuentre la economía.

R.-El área de cada efecto es de 62 m². El agua requerida es de 47 950 kg /h y la economía es de 1.62.

Problema 13.

En un evaporador de triple efecto se concentran 20 000 kg /h de una disolución de azúcar. El evaporador trabaja en contracorriente y evapora desde el 10 al 60 % en peso (el porcentaje en peso del azúcar se denomina grados Brix). La alimentación entra en el tercer efecto a 26 ° C y el vapor de calefacción se encuentra a 3 atm. En el último efecto se mantiene un vacío de 668 mm de Hg referido a 760 mm de Hg. Los coeficientes totales de transferencia de calor son de 1400, 1400 y 1300 kcal /h m²°C. Encuentre la temperatura de ebullición en cada efecto, el vapor requerido y la superficie de calefacción en cada efecto suponiendo que estas son iguales.

Los aumentos en el punto de ebullición y los calores específicos, en función de la concentración son los indicados en la siguiente tabla:

Concentración en % en peso	Aumento en el punto de ebullición en ° C	Cp en kcal /kg ° C
10	0.2	0.95
20	0.7	0.88
30	1	0.84
40	2	0.78
50	3	0.72
60	4.5	0.67
70	6	0.62

R.-La temperatura de ebullición en el primer evaporador es de 108°C, en el segundo 78.4 ° C, en el tercero 50.4 °C. Se requieren 7 220 kg /h de vapor y el área requerida en cada efecto es de 98 m².

Problema 14.

Determine la superficie de calentamiento necesaria y el vapor de calentamiento requerido para concentrar una solución de cloruro de calcio desde 15 hasta 25 5. La alimentación es de 25 000 kg /h y está a 75 ° C. La presión del vapor de calentamiento es de 1.4 atmósferas, el vapor es húmedo con una humedad del 5%. La presión en el condensador barométrico es de 262 mm de Hg. El coeficiente de transferencia de calor es de 1162 kcal / h m²°C, las pérdidas térmicas constituyen un 5% del calor consumido.

R.- El área es de 266 m². El vapor de calentamiento requerido es de 9600 kg /h.

Problema 15.

Un evaporador concentra 20 000 kg /h de una disolución de caña de azúcar con 15 % de sólidos. La disolución de caña de azúcar se concentra hasta que tenga 52 % de sólidos. La presión manométrica del vapor de calentamiento es de 20 psi. La presión absoluta en el espacio de vaporización es de 120 mm de Hg. La temperatura de alimentación es de 20 °C. La presión barométrica es de 630 mm de Hg. Calcule el consumo de vapor para lograr esa evaporación.

R.- Se requieren 16 712 kg /h de vapor.

Problema 16.

¿Cuáles serán las entalpías de una disolución a) de ácido sulfúrico a 20 °C y con 25 % de sólidos y b) de ácido sulfúrico al 50% y 96 °C?

R.- La entalpía del ácido al 25 % es de -22.2 kcal /kg. La del ácido sulfúrico al 50% es de -11 kcal /kg.

Problema 17.

¿A qué temperatura hervirá una disolución de ácido sulfúrico al 50 % si la presión a la que está sujeta la disolución es de 250 mm de Hg absolutos?

R.- La temperatura de ebullición es de 96 °C

Problema 18.

Se desean evaporar 10 m³/h de una disolución de ácido sulfúrico al 25 % hasta que alcance 50% en peso. La disolución entrante está a 20 °C. Para llevar a cabo la evaporación se usará vapor de 40 Psi. En el espacio de vaporización se hará un vacío de 40 cm de Hg cuando la presión atmosférica es de 650 mm de Hg. ¿cuánto vapor de calentamiento se empleará? Dato: La densidad del ácido entrante es de 1 178 kg / m³.

R.- Se deberán usar 7 683.6 kg /h de vapor saturado a 40 psi.

Problema 19.

Un evaporador opera a la presión de 1 atm y se ha diseñado para concentrar 5 000 kg /h de una disolución al 10 % en peso de NaOH, la cual se alimenta a 15 °C para formar una disolución al 40%. Si se usa vapor a 50 pisa como medio de calentamiento, el cual únicamente cede calor de condensación calcule los kg / h del vapor de calentamiento.

R.-El vapor necesario es de 4 872.6 kg /h.

Problema 20.

Si la disolución concentrada del problema anterior se utiliza para precalentar la alimentación mediante un cambiador de calor del cual sale a 35 °C ¿Cuál será el calor cedido por dicha disolución concentrada en kcal /h? ¿Cuál será la nueva temperatura de alimentación? En estas condiciones ¿Qué cantidad de vapor de calentamiento se requiere en el evaporador?

R.- El calor cedido por la disolución concentrada es de 80 625 kcal /h y la nueva temperatura de alimentación es de 43 °C. El vapor necesario si se usa precalentamiento es de 4 715 kg /h.

Problema 21.

Se desean evaporar 50 000 kg /h de una disolución que tiene 10 % de sólidos y está a 38 °C hasta que contenga 50 % de sólidos. Se dispone de vapor de 1kg /cm² manométrico para el calentamiento y en el último efecto de la batería que tiene iguales superficies de

transferencia de calor en cada efecto se trabaja a un vacío de 660 mm de Hg. La presión barométrica es de 760 mm de Hg. Suponga que no hay elevación en el punto de ebullición de las disoluciones y que el calor específico de las mismas es de 1 kcal /kg ° C. Los coeficientes totales de transferencia de calor son: $U_1 = 3000$; $U_2 = 1200$; $U_3 = 600$ kcal /h m² ° C. Calcule la economía si se trabaja en flujo directo.

R.- La economía es de 2.09.

Problema 22.

¿Cuál será la economía del problema anterior si se trabaja a contracorriente y si $U_1 = 2000$; $U_2 = 1200$; $U_3 = 850$ kcal /h m²°C?

R.- La economía es de 2.37.

Problema 23

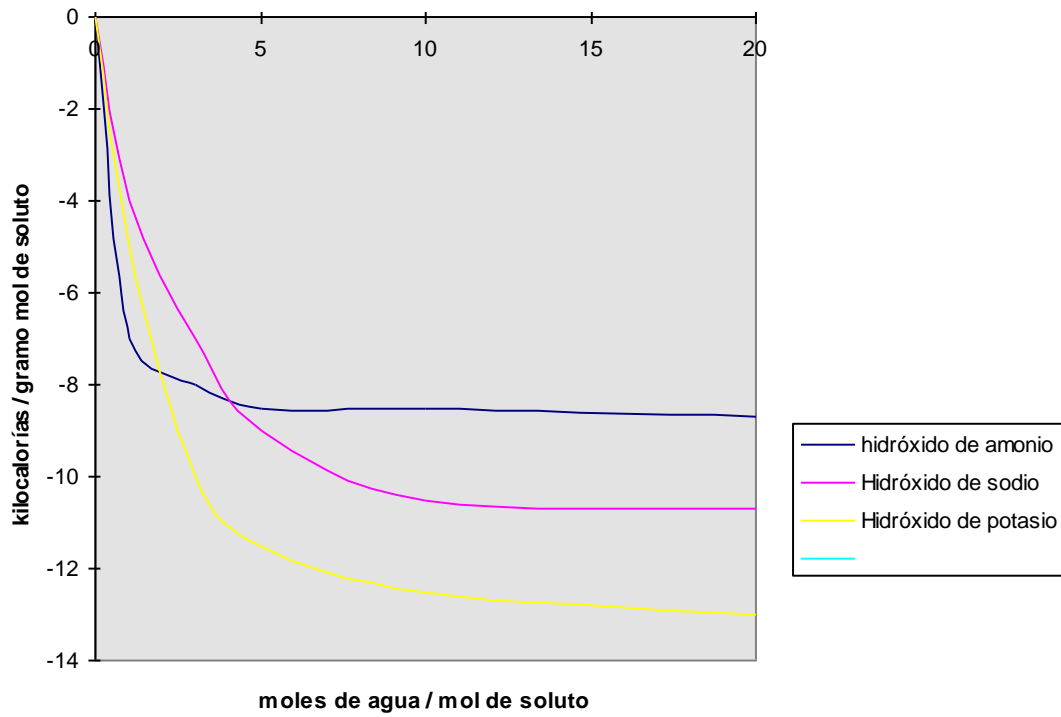
Se desean evaporar 40 000 kg /h para concentrar el licor negro de pulpa de papel a la sosa. La alimentación entra a 76 ° C y contiene 15.2 % de sólidos. Para la evaporación se dispone de vapor saturado de 2.5 kg / cm² manométrico y agua para el condensador a 15 ° C. Los vapores se condensan en un condensador barométrico a 45 °C. El calor específico de las disoluciones es de 0.95 kcal /kg ° C. ¿Cuánto vapor de calentamiento se requiere ¿Cuál es la economía?

Problema 24.

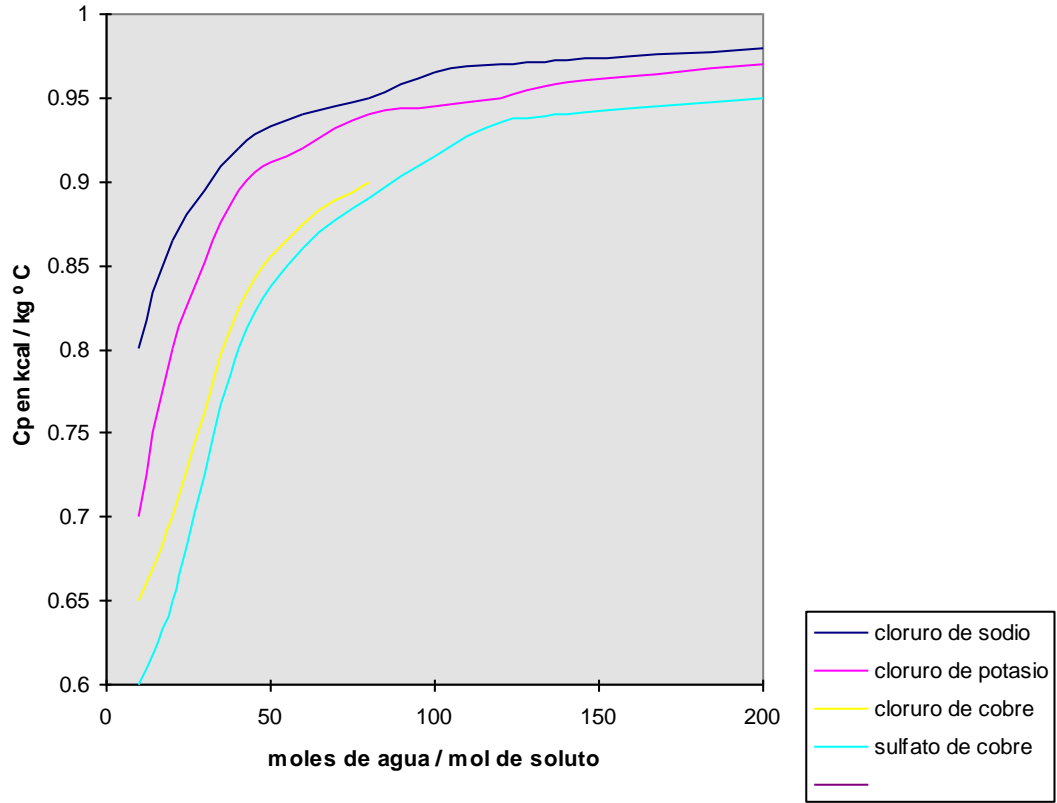
Se debe concentrar una solución de azúcar de 15 a 60 ° Brix en un evaporador de cuádruple efecto tipo calandria. El líquido diluido se mete a razón de 2000 litros por minuto. Se utiliza un vapor saturado de calentamiento de 3 kg / cm² absolutos. En el cuarto efecto hay un vacío 600 mm de Hg siendo la presión barométrica de 760 mm de Hg. Estime lo siguiente:

- a) El balance de materia del sistema.
- b) El balance de energía si se trabaja en corriente directa
- c) Economía del vapor.
- d) Superficie de calentamiento requerida.

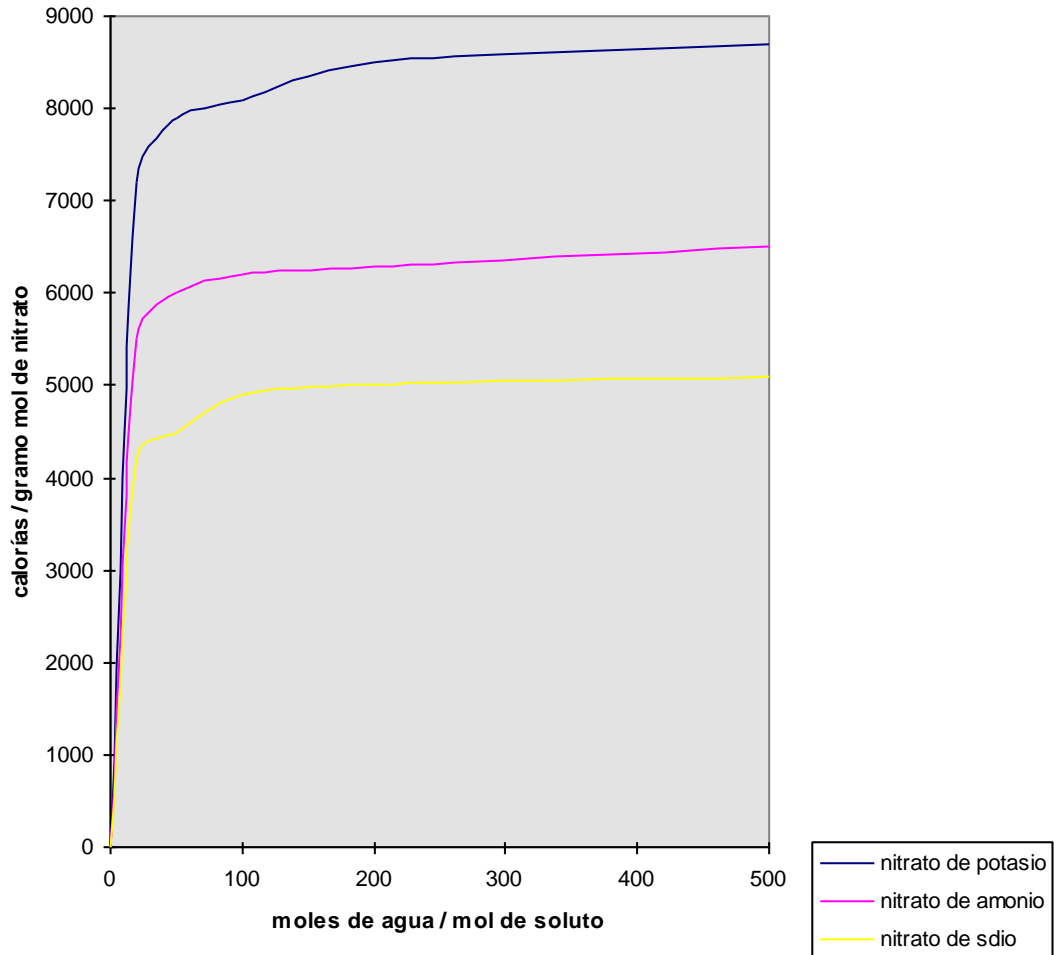
Calores integrales de disolución a 25 ° C



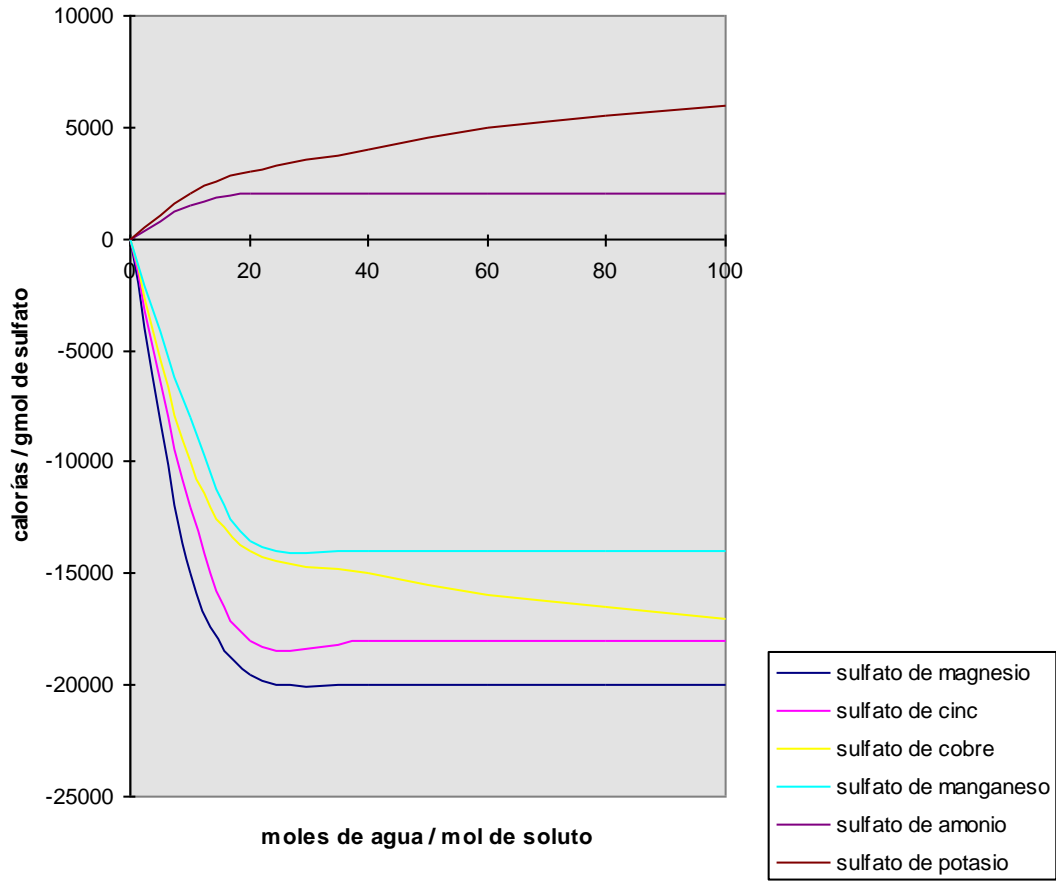
Capacidades caloríficas de disoluciones acuosas a 20 ° C



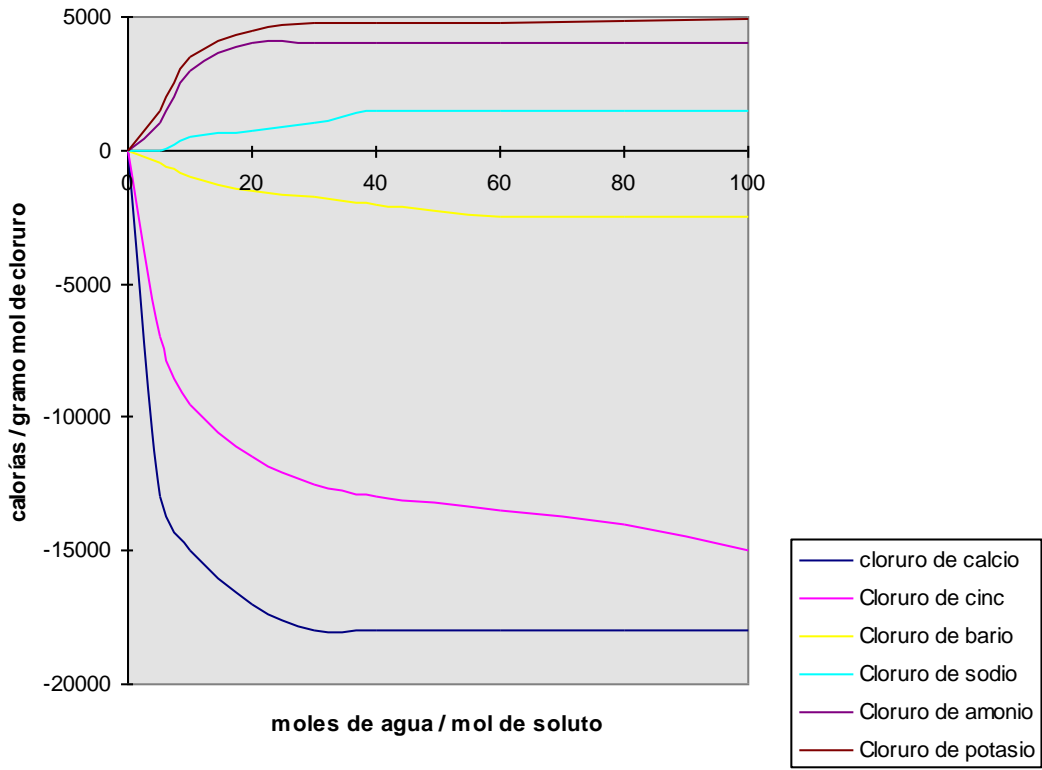
Calores integrales de disolución de nitratos a 25 ° C



Calores integrales de disolución de sulfatos a 25 ° C



Calores integrales de disolución de los cloruros a 25 ° C



Calores de disolución del ácido sulfúrico

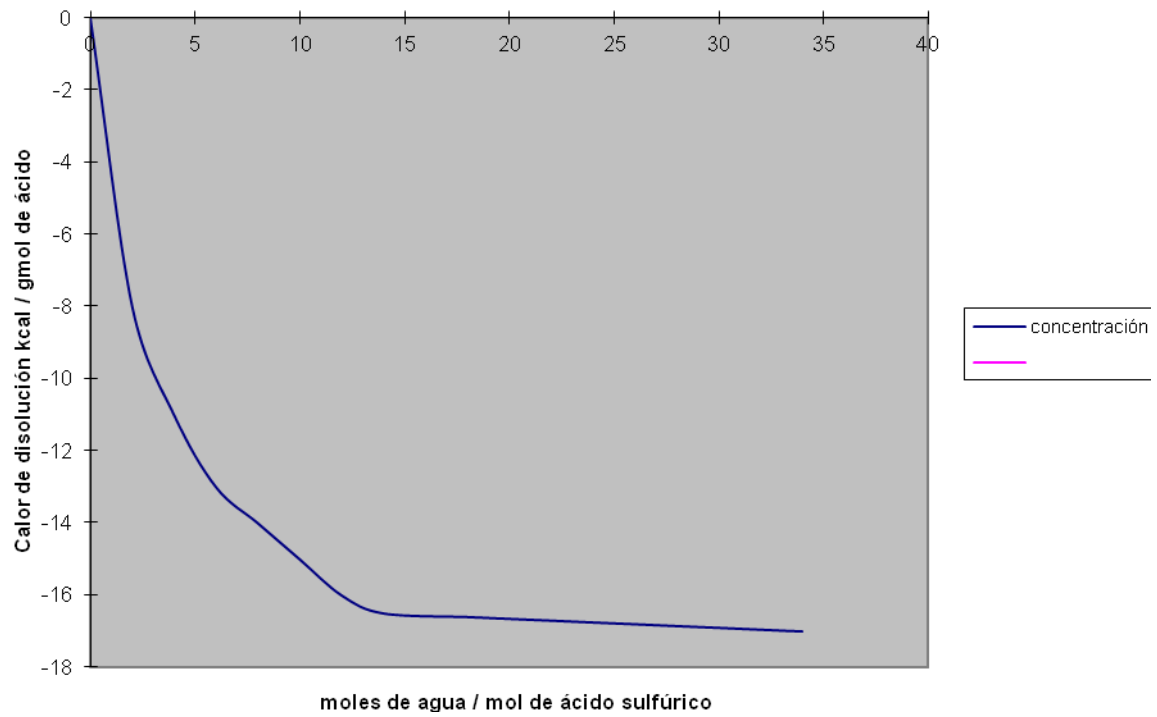


Diagrama entalpia - concentración para las disoluciones acuosas de ácido clorhídrico

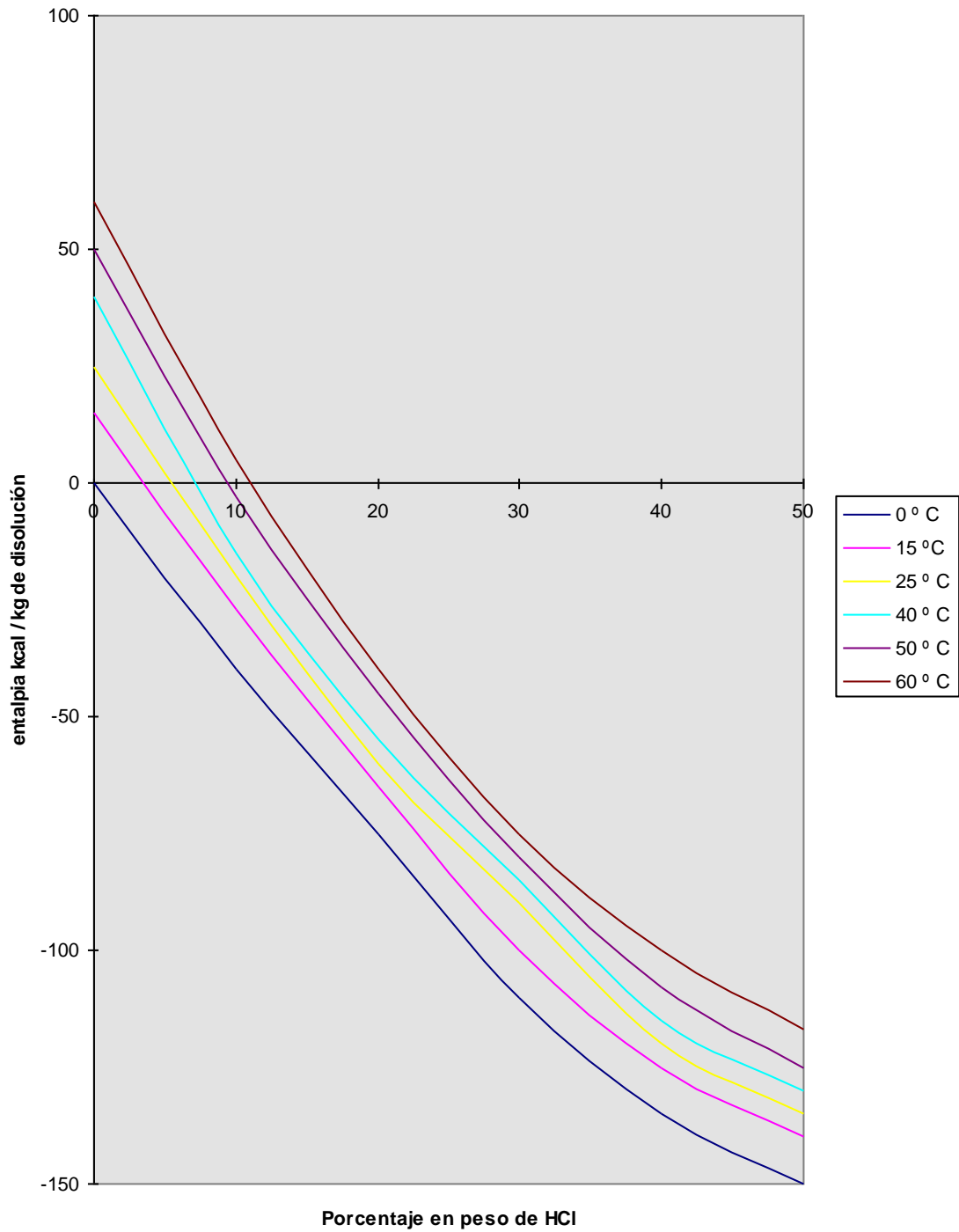
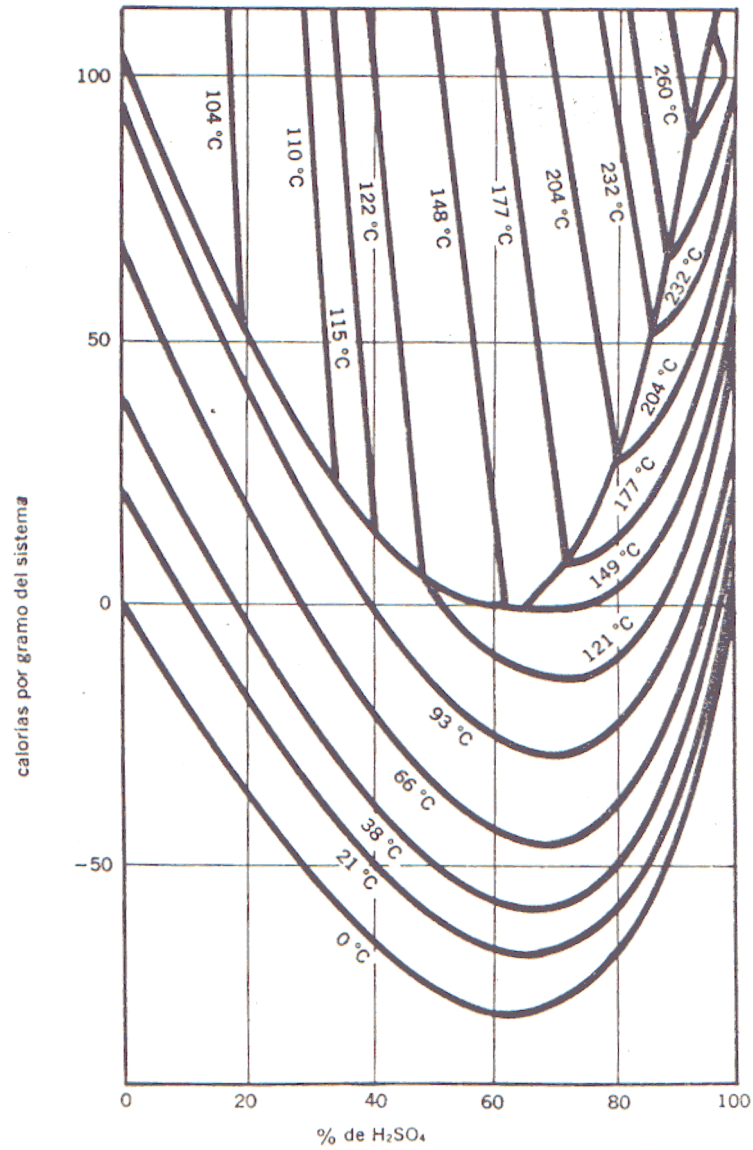
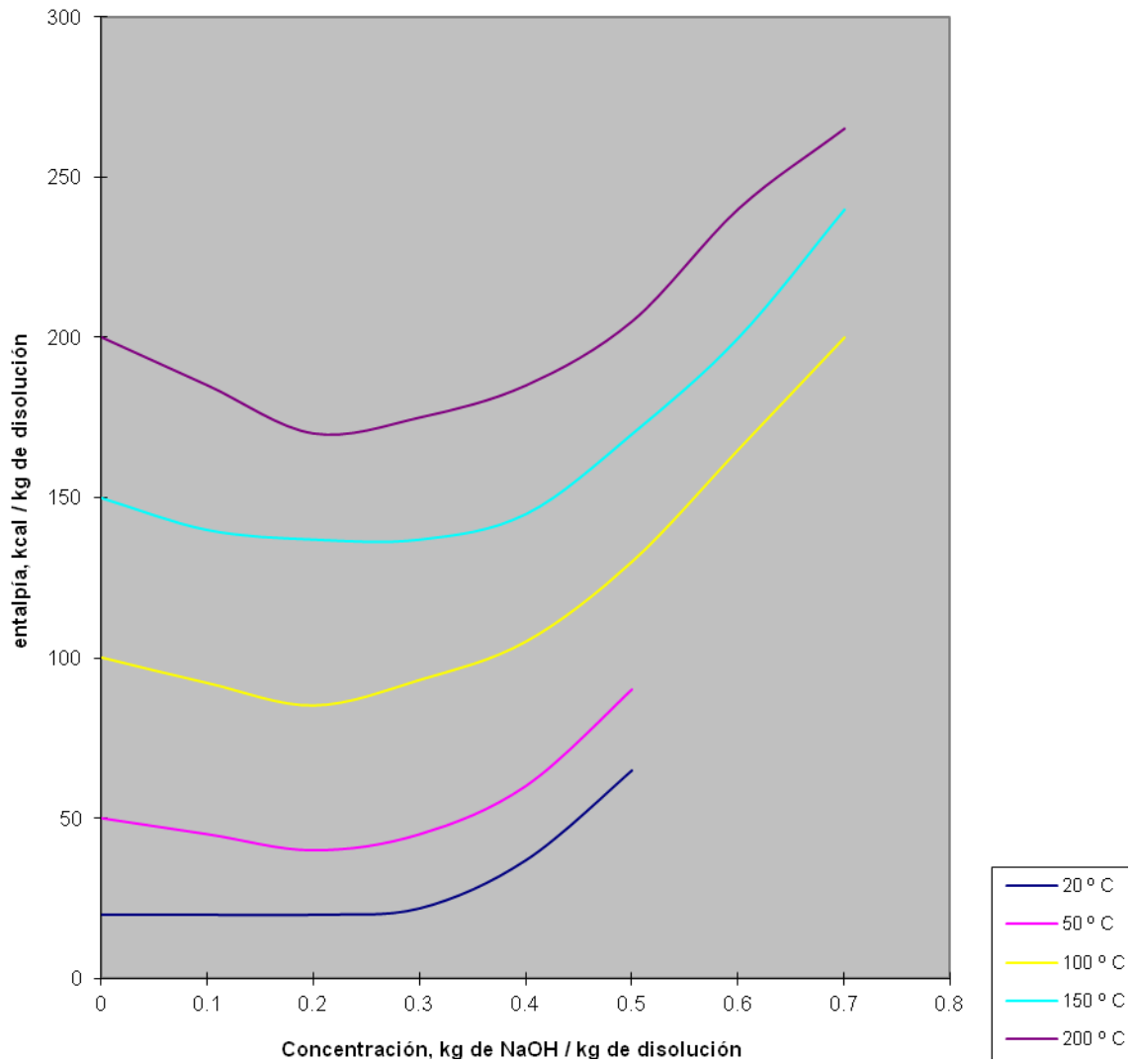


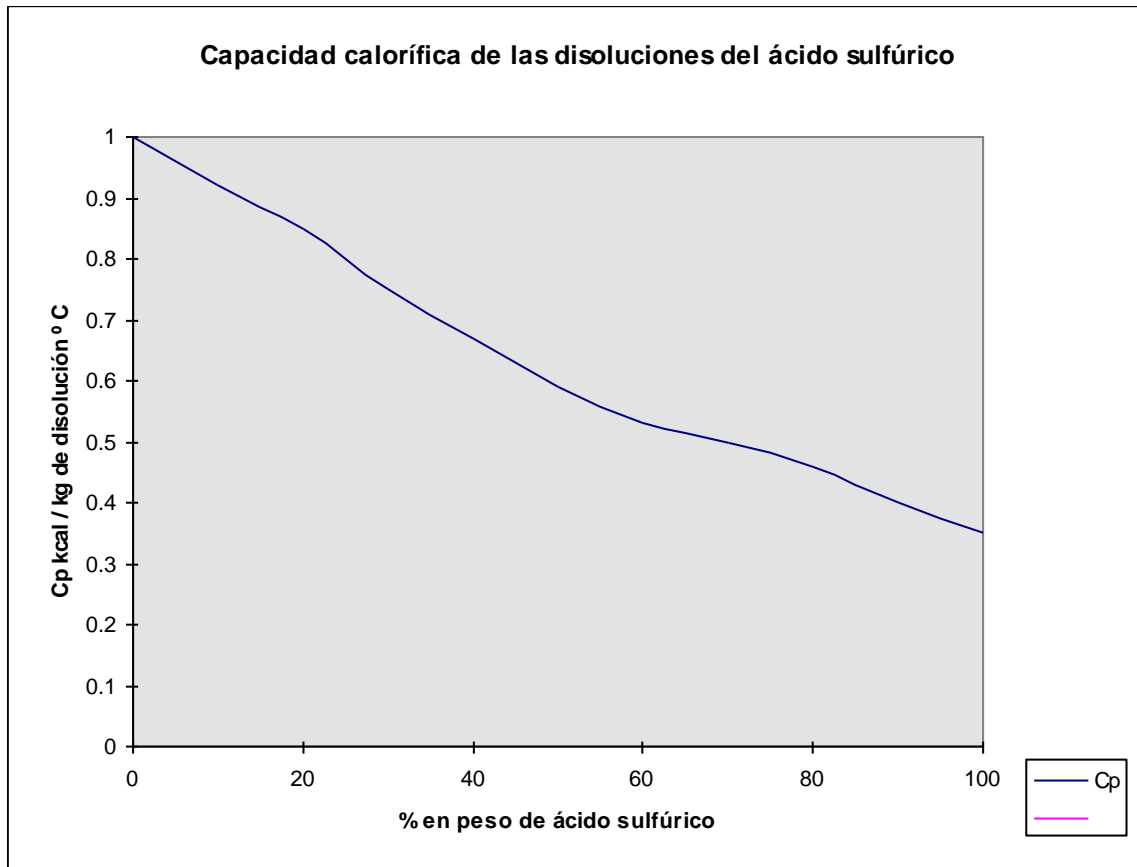
Diagrama entalpía-concentración para las disoluciones acuosas de ácido sulfúrico a una atmósfera



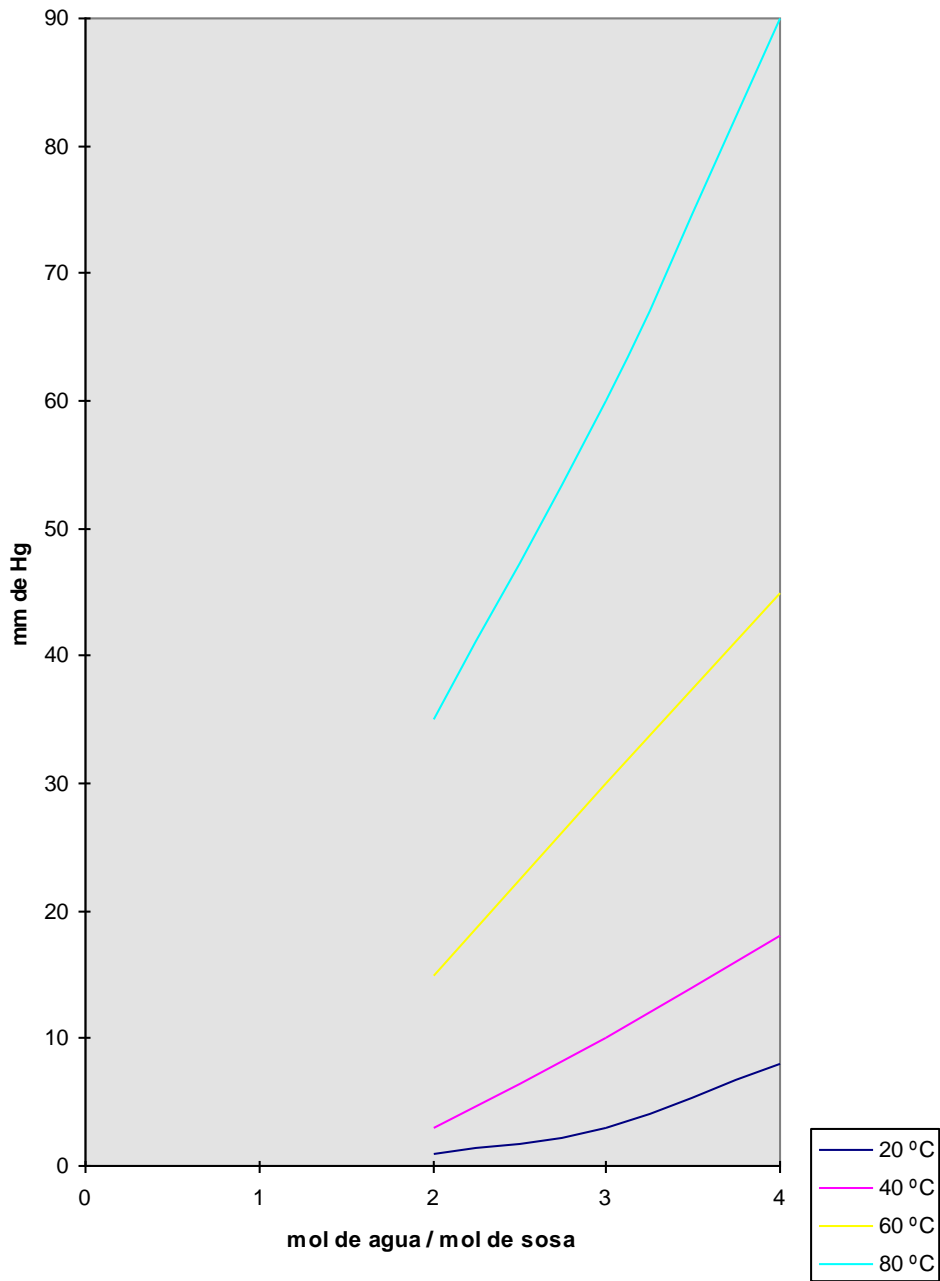
Fuente: O.A. Hougen, K.M. Watson y R.A. Ragatz, *Chemical Process Principles. Part* John Wiley and Sons, Inc., Nueva York, 1954.

Diagrama entalpia - concentración para las disoluciones de hidróxido de sodio

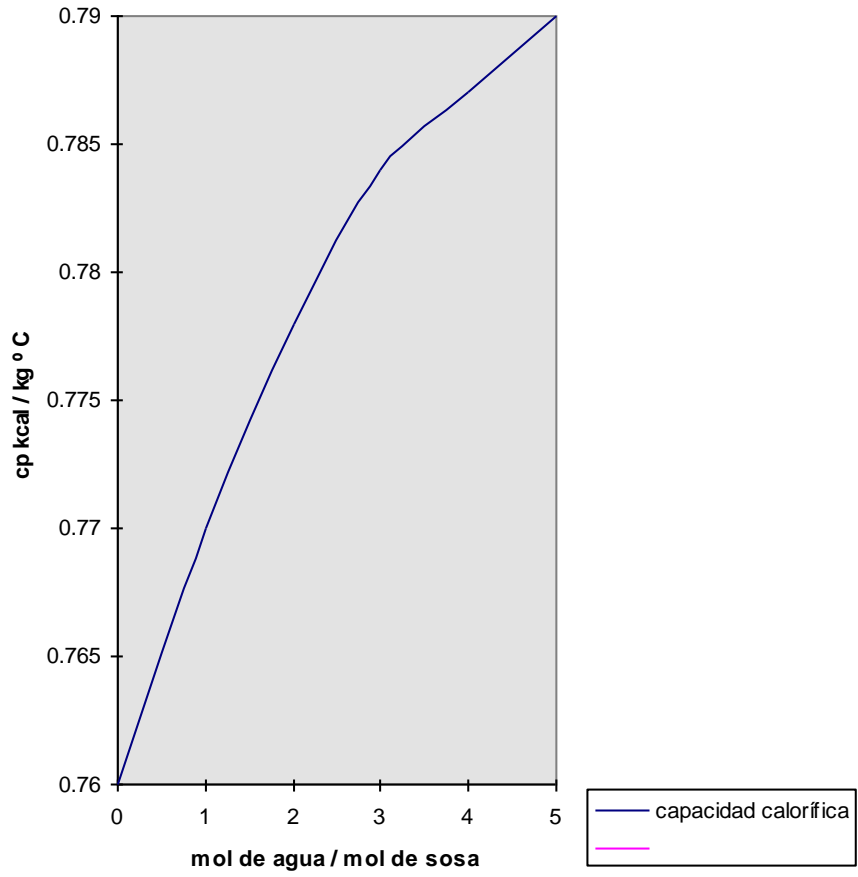


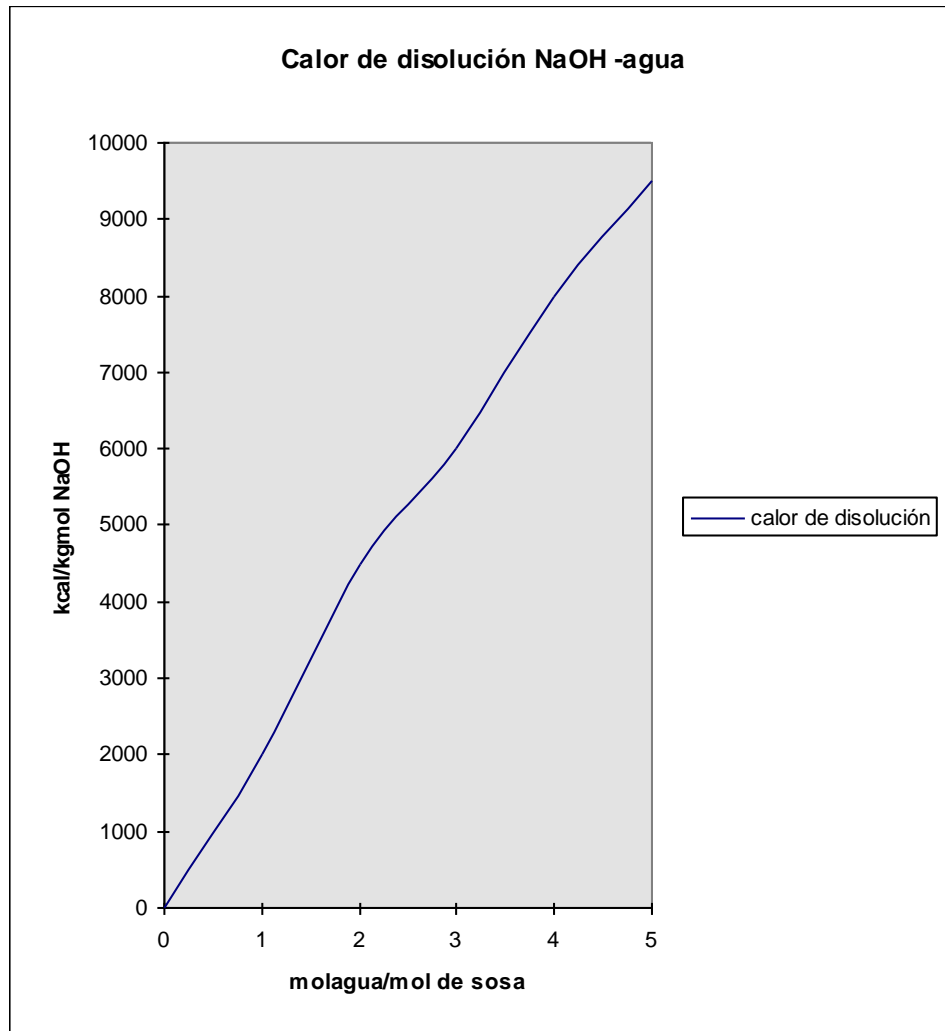


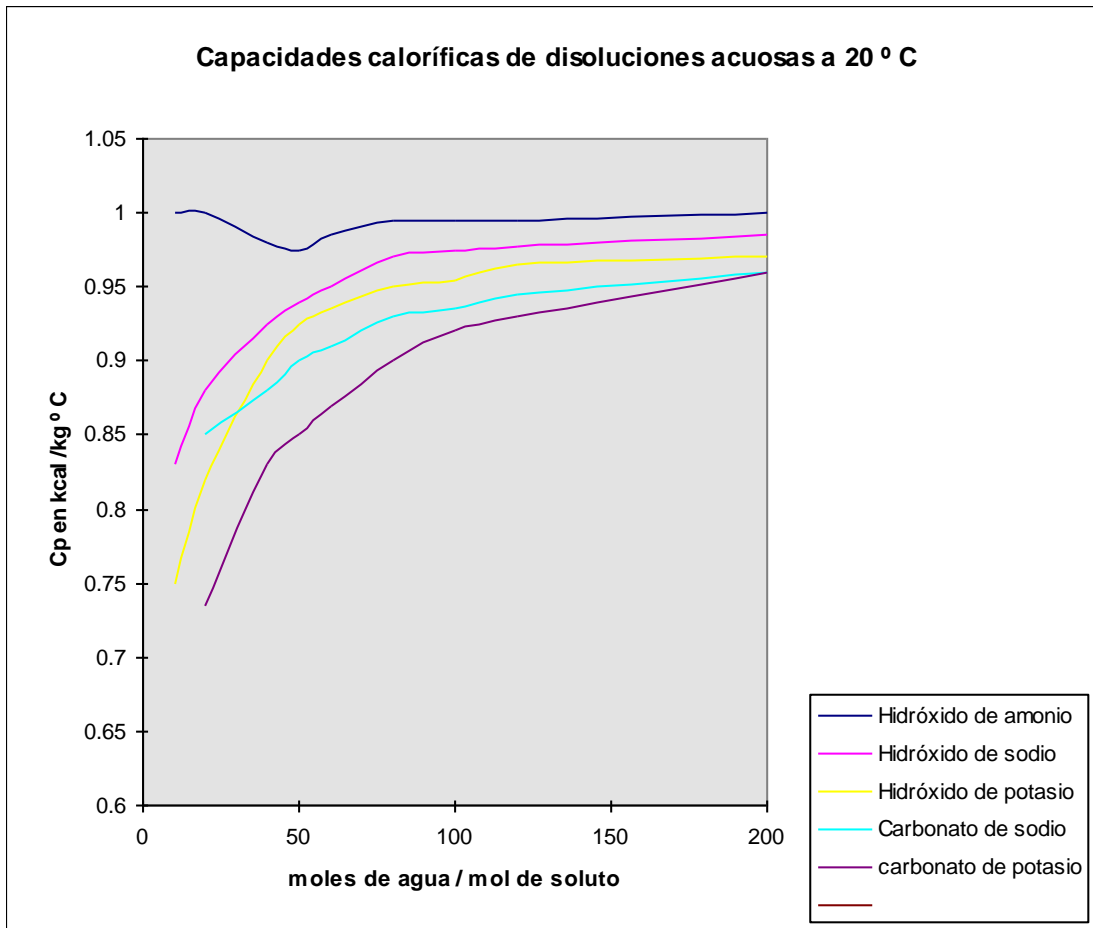
Presión parcial del agua sobre soluciones acuosas de NaOH en mm de Hg



Cp de las disoluciones caústicas







Bibliografía recomendada

Joaquín Ocón García y Gabriel Tojo Barreiro –*Problemas de Ingeniería Química*- Madrid-Aguilar -1967.

Charles D. Holland –*Fundamentals and modelling of separation processes*-New Jersey-Prentice-Hall -1975.

Alan S. Foust- *Principios de operaciones unitarias*-México-CECSA- 1984.

Warren L. McCabe.- *Unit operations of Chemical Engineering*- New York-McGraw-Hill-1956.

Pedro J. Martínez de la Cuesta- *Operaciones de separación en Ingeniería Química*- Madrid-Pearson-2004.

Capítulo XI

Hornos o calentadores a fuego directo



Introducción.

Un horno es un dispositivo que genera calor y que lo mantiene dentro de un compartimento cerrado. Se utiliza tanto en la cocina para cocinar, calentar o secar alimentos, como en la industria. La energía calorífica utilizada para alimentar un horno puede obtenerse directamente por combustión (leña, gas u otro combustible), radiación (luz solar), o indirectamente por medio de electricidad (horno eléctrico).

Los hornos de proceso utilizados en la industria petroquímica, son calentadores a fuego directo que utilizan cargas térmicas muy grandes. La función de los cambiadores a fuego directo (CFD) es la de suministrar una cantidad de calor a un fluido que se va a calentar a niveles elevados de temperatura que no pueden alcanzarse con vapor de agua. El suministro de calor es proporcionado por un combustible (gas o líquido) que se quema dentro de la cámara de combustión.

Estos aparatos se emplean principalmente para:

A: Como rehervidores para columnas de destilación.

B: Precalentadores alimentadores a columnas de fraccionamiento.

C: Suministrar calor a fluidos viscosos.

D: Reactores a fuego directo (Calentadores, reformadores, craquing de hidrocarburos).

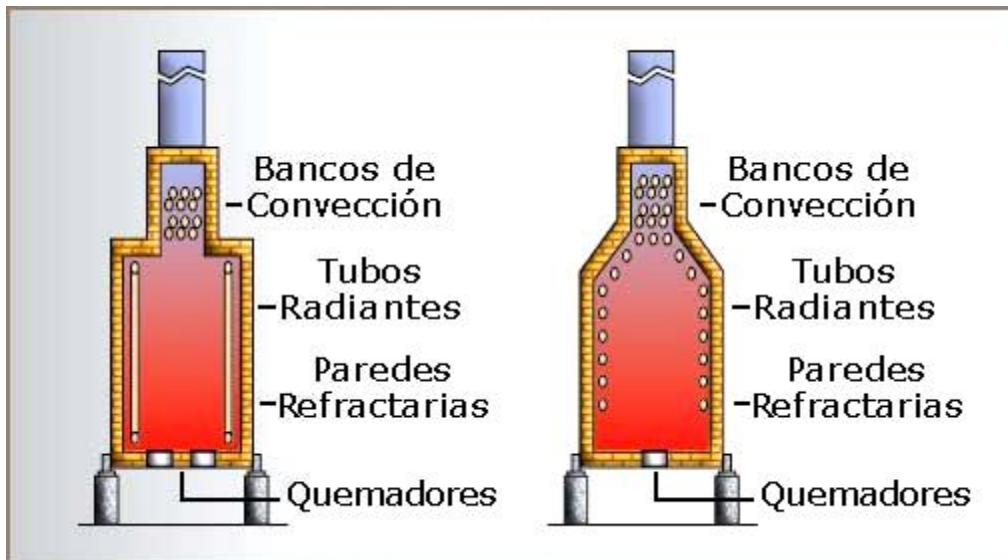
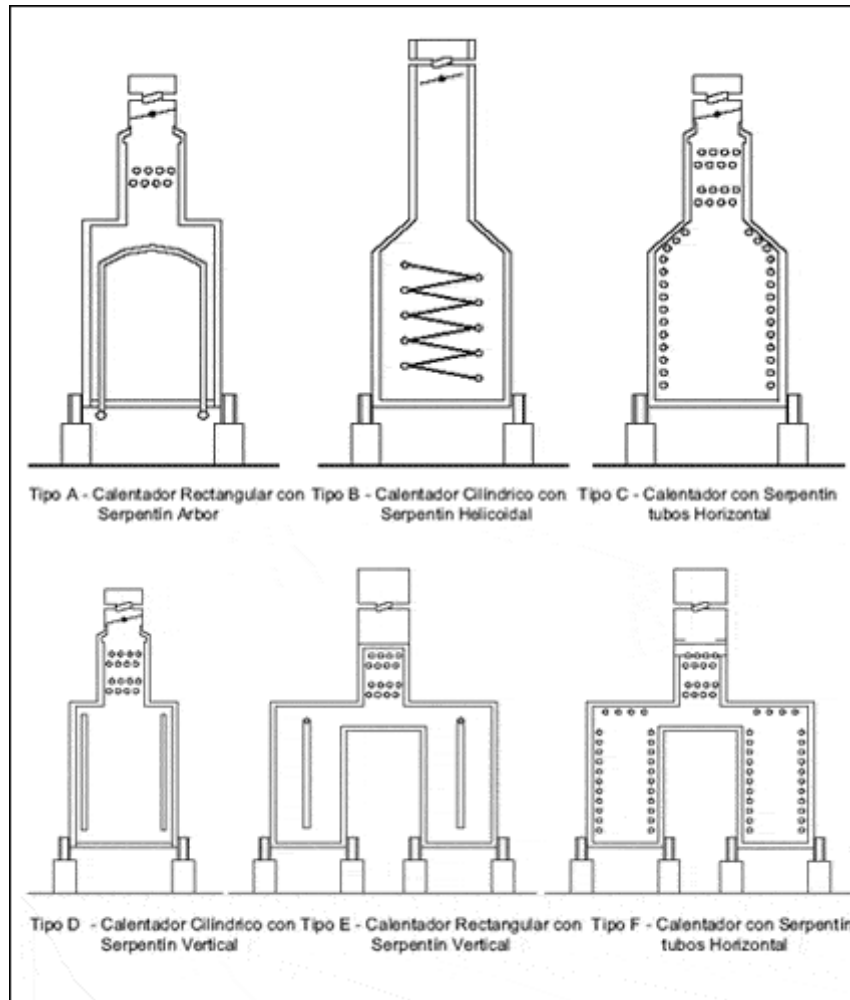
E: Precalentamiento de la alimentación a un reactor.

F: Para generadores de vapor.

El calor en los hornos es intercambiado en dos zonas bien diferenciadas, como es la zona radiante y la convectiva.

En la primera el calor es transferido por radiación a los tubos, luego los gases de la combustión son dirigidos

Hacia la zona de convección pasando previamente por la una zona de protección denominada zona de choque, la cual protege de la radiación del hogar a los tubos de la zona de convección. El mecanismo de intercambio de calor en la zona de convección permite que los tubos posean superficie extendida como lo constituye el agregado de aletas o pernos, que mejoran sensiblemente la transferencia de calor y la eficiencia de los equipos.



Cilíndrico Vertical (izq.) y Calentador de Cabina (der.)

Hornos Tipo Cabina.

Este tipo de hornos reciben este nombre debido a su forma. Es usado generalmente en unidades de crudo y de vacío. Posee quemadores laterales y los tubos de la zona radiante están colocados horizontalmente a lo largo de la pared vertical y en el techo del mismo. Los tubos ubicados en la zona radiante se suelen denominar tubos de pared.

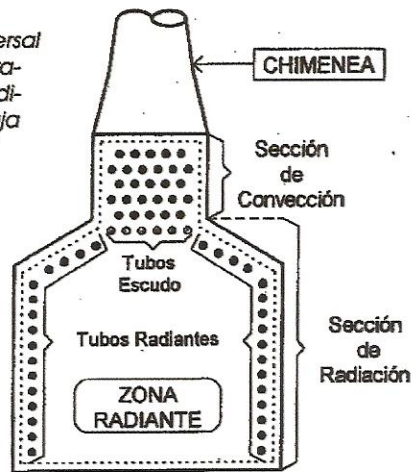


En la mayoría de hornos hay muchos quemadores a ambos lados del mismo, lo cual favorece la distribución de calor dentro del hogar. En el centro del hogar es común encontrar una pared de radiación constituida de material refractario (ladrillos). La llama de los quemadores está limitada a las paredes laterales, el ladrillo refractario de las paredes se calienta e irradia calor a los tubos. Esto brinda la ventaja de que la llama no toque los tubos, lo cual podría generar una zona caliente localizada con la subsecuente formación de coque en el interior de los tubos. El coque actúa como aislante y el líquido o gas de proceso no puede remover suficiente calor al desplazarse por este punto, causando recalentamiento del tubo y por tal exceder la resistencia térmica del metal, produciéndose la rotura del tubo. La zona convectiva del horno se encuentra montada en el

techo. La entrada del fluido del proceso se realiza por ambos lados de la sección de convección. Los tubos están interconectados en cada paso, pero los pasos se mantienen separados. En aquellos hornos que se emplea combustible líquido es necesario eliminar periódicamente el hollín depositado en los tubos de superficie extendida mediante sopladores. Periódicamente es conveniente realizar el decoquizado del horno para limpiar el interior de los tubos.

El calentamiento de un fluido de procesos en un horno está acompañado por la combinación de la radiación y convección. El patrón usual de flujo del fluido en el proceso es en contracorriente con el de los gases de combustión, es decir, el fluido en el proceso pasa primero a través de la sección de convección y luego a través de la sección de radiación del horno, mientras que los gases de combustión van en dirección opuesta. Este arreglo permite obtener una mayor eficiencia (la temperatura del gas en la chimenea es más baja) que la que se obtendría si el flujo fuera en paralelo. En la sección de radiación, el calor es transferido al fluido de proceso principalmente por radiación de la alta temperatura de los gases que resultan de la combustión del combustible en la cámara. Otra parte del calor es también transferida por convección. Los gases de combustión a medida que transfieren calor se enfrían, y por lo tanto, la transferencia de calor por radiación progresivamente requiere de más área en los tubos, lo cual llega a ser poco atractivo desde el punto de vista económico. Por esta razón, la transición a la sección de convección es hecha mientras el gas de combustión aún está

Fig. 1.
Corte transversal
de un calentador a fuego directo tipo caja o cabina



o calentar a niveles elevados de temperatura. Los ródicos

relativamente caliente. En la sección de convección, el calor es transferido principal. En la sección de convección, el calor es transferido principalmente por convección, aunque una pequeña cantidad de calor se transfiere por radiación. Después que todo el calor, que económicamente puede ser recuperado, ha sido transferido al fluido de proceso, el gas de combustión deja el horno y pasa a través de una chimenea a la atmósfera. Los hornos están divididos en dos categorías principales: hornos de procesos y hornos de pirolisis. La sección radiante proporciona el espacio para que el combustible se mezcle con el aire y se queme. Esta sección contiene los tubos que absorben el calor radiado, cerca del

70% del calor que contienen los gases de combustión antes de que pasen a la sección de convección. Estos tubos están colocados alrededor de los quemadores y enfrente de las paredes refractarias del horno. La sección de radiación puede estar separada de la sección de convección por medio de una pared o de unos tubos llamados de escudo o shield.

En la sección de convección se recoge el calor restante que llevan los gases a menor temperatura. Los tubos en la sección de convección se colocan en espaciamiento rectangular o de tresbolillo para obtener el calor de los gases que pasan a grandes masas velocidades sobre ellos.

La chimenea recoge los gases de combustión fríos sin que se produzca gran fricción y de manera que permitan un tiro o diferencia de presión tal que puedan arrastrar los gases hasta el exterior. Las únicas fuentes primarias de radiación son los productos de combustión. Los gases tales como el H_2O , CO_2 , CO y SO_2 son los únicos constituyentes radiantes. El Oxígeno, el nitrógeno y el hidrógeno son gases transparentes a la radiación. El bióxido de azufre está en pequeñísimas cantidades por lo que puede despreciarse, el CO se elimina mediante el exceso de aire. La radiación total de una masa de gases que contienen bióxido de carbono y vapor de agua dependerá de la temperatura del gas y del número presente de moléculas radiantes. La concentración de las moléculas radiantes se mide mediante su presión parcial. El efecto de aumentar el exceso del aire es de reducir la concentración de los gases emisores y por tanto decrecer la radiación. La forma geométrica del horno afecta también a la radiación a través de la longitud media del rayo L . Esta longitud está definida como la profundidad promedio de la capa de gases de combustión en todas las direcciones y para cada uno de los puntos de la superficie circundante de un horno y se usa en vez de la media cúbica del volumen. Para hornos de las mismas proporciones físicas pero del mismo tamaño se espera que el más grande tendrá una mayor transferencia de calor por radiación a una temperatura dada, debido al mayor tamaño de L . La masa del gas radia en todas las direcciones, la emisividad del gas es función de pL y de la temperatura. La radiación llega a los tubos del horno pero también a las paredes del refractario del horno y el refractario

a su vez radia hacia el gas y los tubos, para evaluar el calor radiante se requiere un factor geométrico F que toma en cuenta estas consideraciones.

Cálculo de un horno de cabina

El método que se presenta a continuación está basado en el expuesto por E.N. Wimpres en la revista Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner³.

Balance de calor

El calor necesario para un horno es el calor a suministrarse al fluido calentado. Los datos suelen ser caudal másico y condiciones de presión y temperatura de entrada y de salida, además se requieren las condiciones físicas del fluido y si estas cambian o no. Se requieren por lo tanto, los calores sensibles y latentes del fluido, las composiciones y si se produce reacción química el calor de reacción. Generalmente se emplea entre un 25 a un 30 % de exceso de aire.

El calor liberado por los quemadores en un horno es el calor necesario para el proceso dividido por la eficiencia del horno.

Poder calorífico neto $\text{Net HV} = \text{Gross HV} - 9540_{xH_2}$

Net HV= El poder calorífico neto o inferior del combustible en BTU /lb (sin agua condensada).

Gross HV=El poder calorífico bruto o superior en BTU/lb (si se condensa toda el agua de combustión).

xH_2 = fracción del peso del H₂ en el combustible.

La cantidad del aire requerido para la combustión es un problema estequiométrico. Se calcula el O₂ necesario. Se multiplica por 4.76 (El oxígeno es sólo el 21% del aire) para conocer los mol de aire necesarios, después se multiplica por 29 (pM del aire)/ PM del combustible para obtener el peso de aire/ peso de combustible sin exceso.

Si no conocemos la composición del combustible se utiliza el valor de la relación aire-combustible siguiente:

Go= 14.4 para gasoil.

Go = 17.0 para gas natural

Go=16.5 para gas de refinería.

Problema.

Un horno quema metano (CH₄) con 35% de exceso de aire. El calor necesario en el horno es de 50 000 000 BTU/h y tiene una eficiencia térmica del 0.88. El valor del poder calorífico bruto (Gross HV) para el metano es de 23 917 Btu/lb. ¿Cuántas libras por hora de combustible y cuantas de aire deben usarse?

³ R.N.Wimpres, C.F. Braun. Rating Fired Heaters- Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner , octubre de 1963 , volumen 42 , número 10 y páginas 115 a 126

Respuesta:

Calor necesario en el horno

$$\frac{50\,000\,000}{0.88} = 56\,818\,182 \frac{BTU}{h}$$

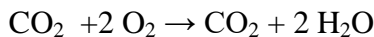
Metano requerido

$$\frac{56\,818\,182}{23917} = 2375 \frac{lb}{h} \text{ de metano}$$

Libras mol de metano requeridas

$$\frac{2375}{16} = 148.47 \frac{lb\ mol}{h} \text{ de metano}$$

Reacción



Oxígeno estequiométrico requerido para quemar el metano

$$148.47 \times 2 = 296.955 \text{ lb mol/h de oxígeno.}$$

Aire estequiométrico requerido

$$296.955 \times 4.76 = 1413.5 \text{ lb mol /h}$$

Masa estequiométrica de aire requerido

$$1413.5 \times 29 = 40\,991.6 \text{ lb aire /h}$$

Aire requerido si se usa un 35% de exceso

$$40\,991.6 \times 1.35 = 55\,338 \text{ lb /h}$$

Dimensiones de los tubos a emplearse.

La selección del tubo apropiado para el diseño es difícil. El diámetro del tubo ha de ser inferior a 6 pulgadas y deben ser lo más largo posibles (limitados a 60 pies, 18 metros) y la velocidad del fluido en el tubo debe ser elevada. Si se manejan líquidos la velocidad debe situarse alrededor de los 3 m/s, si se manejan vapores la velocidad a emplearse debe ser la del 70% de la velocidad del sonido.

Los valores típicos de las dimensiones de los hornos (largo, ancho y alto) son:

Hornos rectangulares 1-1-1 a 1-1-3 , 1-2-1 a 1-2-4, 1-1-4 a 1-2-5 y 1-3-3.

Hornos cilíndricos verticales Diámetro/altura 1-1, 1-2.

Eficiencia del horno.

La eficiencia de un horno es el porcentaje del calor liberado en la combustión que es absorbido por el fluido calentado. Los valores van del 75 al 95 %. La fuente de ineficiencias son las pérdidas de calor por las paredes del hornos (un 2%) y las pérdidas que acarrear los gases de chimenea salientes. La temperatura de salida de los gases ha de ser de unos 25 a 40°C superiores a la temperatura del fluido entrante. Como la composición de los gases de combustión no varía mucho se puede deducir ecuaciones para determinar la temperatura del gas y las pérdidas del horno con bastante exactitud. Las fórmulas siguientes están dadas para un 2% de pérdidas de calor por las paredes del horno.

Para combustibles gaseosos:

$$E = 0.98 - 9.25 \times 10^{-5} \times T_{chi}^{1.128} \left(1 + \frac{ex_{aire}}{100} \right)^{0.748}$$

$$T_{chi} = \left\{ (0.98 - E) / 9.25 \times 10^{-5} \left(1 + \frac{ex_{aire}}{100} \right)^{0.748} \right\}^{\frac{1}{1.128}}$$

Para combustible Diésel:

$$T_{chi} = \left\{ (0.98 - E) / 7.695 \times 10^{-5} \left(1 + \frac{ex_{aire}}{100} \right)^{0.911} \right\}^{\frac{1}{1.144}}$$

$$E = 0.98 - 7.695 \times 10^{-5} T_{chi}^{1.144} \left(1 + \frac{ex_{aire}}{100} \right)^{0.911}$$

T_{chi} = temperatura de los gases salientes del horno en ° F.

E = eficiencia del horno.

ex_{aire} = % de exceso de aire en los quemadores.

Problema.

A un horno entra un fluido a 204 °C. Para calentarlo se quema un gasoil con un 30% de aire en exceso. ¿Cuál es la eficiencia del horno, si los gases salen a 232°C. Si la eficiencia del horno fuera del 90 %, ¿cuál sería la temperatura de salida de los gases?

Respuesta

$$E = 0.98 - 9.25 \times 10^{-5} \times 450^{\frac{1.128}{T_{chi}}} \left(1 + \frac{30}{100} \right)^{0.748} = 0.87$$

Si la eficiencia fuera del 90%

$$T_{chi} = \left\{ (0.98 - 0.9) / 9.25 \times 10^{-5} \left(1 + \frac{30}{100} \right)^{0.748} \right\}^{\frac{1}{1.128}} = 337^{\circ}F = 169^{\circ}C$$

Sección de radiación.

Los valores típicos de flujos de energía radiante son:

Para destilación de crudo y para calentamiento de hidrocarburos ligeros 27000 a 32000 kcal / hr m².

En esta sección los tubos han de ser tan largos como sea razonable.

El calor cedido por unidad de volumen ha de ser inferior a los 12 000 Btu/h ft² para combustible líquido y 16000 para combustible gaseoso.

Los tubos montados en la pared deben estar al menos a 4 pulgada de la pared inferior o 1,5 veces el diámetro (tomar el mayor).

La fracción de calor absorbida por radiación puede obtenerse mediante la ecuación de Nelson:

$$\frac{(R - 1)^2}{R} = \frac{qG^2Dn}{5\,615\,000\,C} \propto$$

En donde:

q= Flujo de energía radiante en BTU/hft² de superficie de tubos.

D= diámetro exterior de los tubos en pulgadas.

N= número de filas de tubos en la pared , generalmente 1.

C= Espacio entre centro a centro de tubos(pitch) en pulgadas.

G= relación de aire a combustible lb/lb.

α = Factor a aplicar a el área fría para corregir por el espacio entre filas de tubos.

Si sólo hay una fila de tubos:

$$\alpha = 1.2554 - 0.205358 \left(\frac{C}{D}\right) + 0.0991667 \left(\frac{C}{D}\right)^2$$

Problema

El calor necesario para un horno es de 90 000 000 BTU/h y está constituido por una tubería de 6 pulgadas en la sección de radiación. El flujo de energía radiante deseado es de 12 000 BtU/h ft² y la relación de aire a combustible es de 23 lb/lb. ¿Cuál será la fracción del calor liberado que puede ser absorbida en la sección radiante y la superficie radiante requerida?

$$\alpha = 1.2554 - 0.205358 \left(\frac{6}{9}\right) + 0.0991667 \left(\frac{6}{9}\right)^2 = 1.162$$

q = 12 000 BTU/h ft² ; n = 1 ; G = 23 ; D = 6 , C = 9

Por lo tanto:

$$\frac{(R - 1)^2}{R} = \frac{12000(23)^2 6 (1)}{5\,615\,000 (9)(1.162)} = 0.6486$$

Resolviendo:

R = 0.455

Calor transferido por radiación = 0.455(90 000 000) = 40 950 000 BTU/h

Superficie radiante requerida = 40 950 000 / 12 000 = 3412 ft².

La base para el cálculo del calor transferido por radiación es la ecuación de Stefan-Boltzmann:

$$q_r = \sigma T^4$$

En donde σ es la constante de Stefan – Boltzman que tiene un valor de:

en donde σ es la constante de Stefan – Boltzmann

$$\sigma = 5.71 \times 10^{-5} \frac{\text{ergios}}{\text{cm}^2 \text{ s } K^4}$$

$$\sigma = 4.92 \times 10^{-8} \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } K^4}$$

$$\sigma = 0.173 \times 10^{-8} \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \text{ h } R^4}$$

$$\sigma = 5.6697 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 K^4}$$

Cuando la radiación se produce entre dos superficies la ecuación anterior se convierte en :

$$q_r = \sigma AF(T_a^4 - T_b^4)$$

En donde A es el área de una de las superficies y F es el factor de forma o geométrico que depende del arreglo de las superficies, la distancia entre estas y su emisividad.

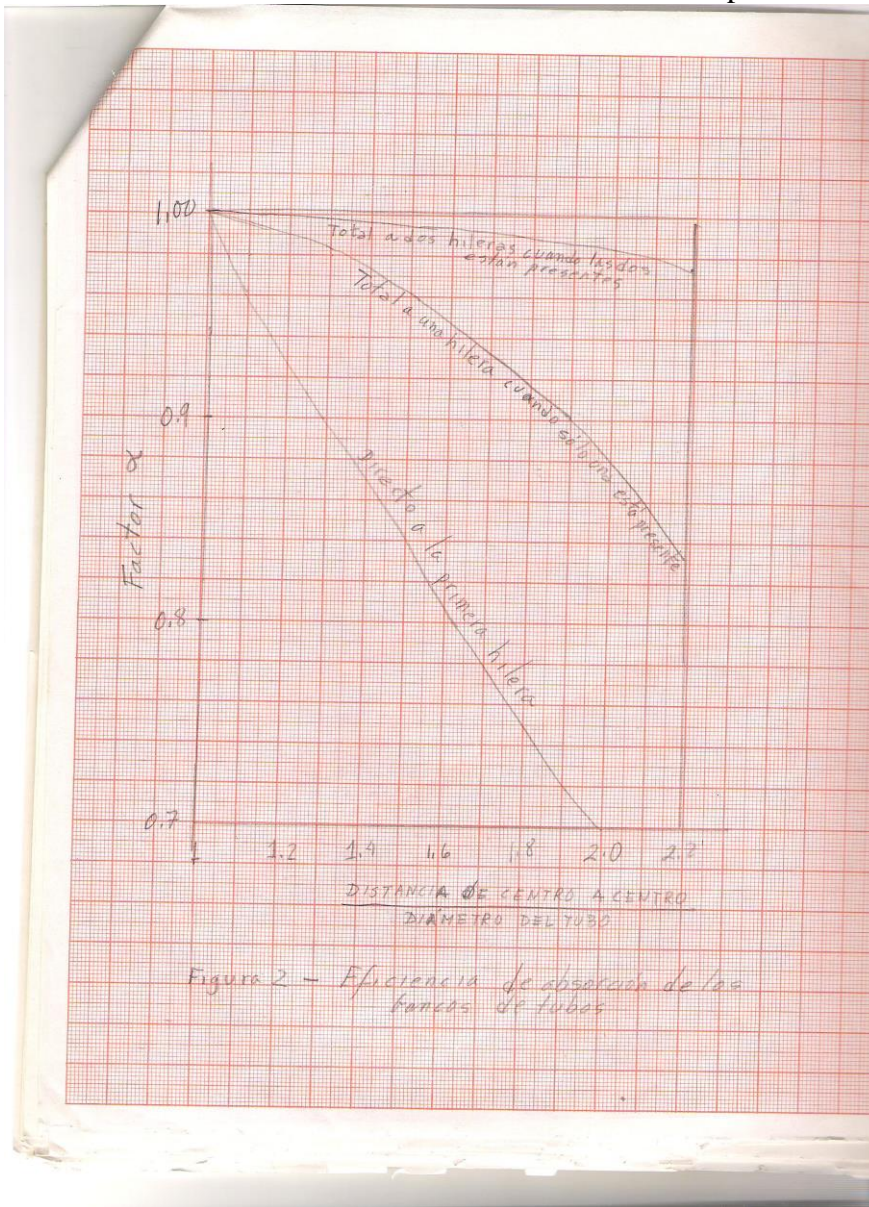
En un horno la superficie absorbente es la de los tubos cilíndricos que están colocados enfrente de la pared del horno formada por ladrillos refractarios. Parte de la radiación

proveniente de los gases pega a los tubos en forma directa y se absorbe, parte de la radiación llega a la pared del refractario y se re irradia a los gases del horno.

Para modelar ese fenómeno, el banco de tubos se reemplaza por una superficie plana equivalente A_{cp} , la cual es igual al número de tubos, por su superficie expuesta y por el espaciamiento o pitch que hay entre los centros de los tubos. A_{cp} también se conoce como el área del horno donde se han montado los tubos (cold plane area) o área del plano frío.

El banco de tubos no absorbe toda la energía por lo que debe corregirse por un factor de eficiencia α , el cual es función del arreglo entre tubos y de su espaciamiento. Este es un factor a aplicar al área fría plana para corregir por el espacio entre filas de tubos.

Hottel⁴ evaluó este factor y lo publicó en forma de la gráfica que se presenta en la figura 2., la cual muestra una o dos hileras de tubos enfrente de la pared de refractario.



El producto de αA_{cp} es llamado área equivalente del plano frío, la cual es equivalente al área de un plano negro ideal que tuviera la misma capacidad de absorción del banco de los tubos.

En el tipo de calentador a fuego directo (CFD) mostrado en la figura 1, los tubos de escudo requieren un tratamiento especial, ya que no están colocados enfrente de una pared refractaria y radiante. Para estos tubos el factor α es 1. El factor de forma o geométrico F depende de la concentración del CO_2 y del H_2O que exista en los gases de combustión, así como de la longitud

⁴ Hottel, H.C. Heat transmission by radiation from Non-luminous Gases- Ind.Eng.Chem 18, 888(1927).

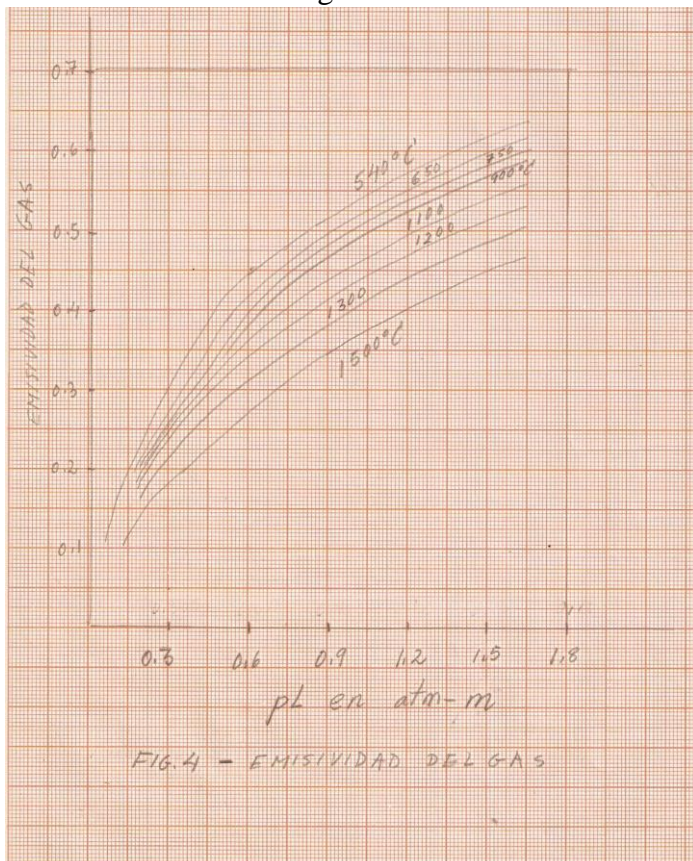
del rayo .la figura 3 da la presión parcial del CO₂, más la del H₂O en función del porcentaje de exceso del aire empleado.

La tabla 1 da la longitud media del rayo L para varios tipos de horno.

Tabla 1

Hornos rectangulares. Longitud, ancho , alto	Longitud promedio del rayo
1-1-1 a 1-1-3	2/3(volumen del horno) 1/3
1-2-1- a 1-2-4	Ídem
1-1-4 a 1-1-α	1x dimensión menor
1-2-5 a 1-2- α	1.3 x dimensión menor
1-3-3 a 1-α-α	1.8 x dimensión menor.
Hornos cilíndricos Relación de diámetro a altura	
1-1	2/3 x diámetro
1-2 a 1-α	1 x diámetro

La emisividad del gas puede obtenerse en función de PL y de la temperatura del gas tal como se muestra en la figura 4.



El factor F depende también de la cantidad re irradiada por el refractario expuesto. Un horno con gran cantidad de refractario expuesto transmite más calor por unidad de superficie de tubo que uno con la mayoría de la pared recubierta de tubos. Este efecto se muestra en la figura 5. Las curvas están basadas en una asortividad de las paredes del tubo igual a 0.9

La ecuación que se emplea para calcular el calor radiante transferido en la sección de radiación es por lo tanto:

$$q_{Rr} = \sigma \alpha A_c p F (T_g^4 - T_T^4) \quad (3)$$

Calor transferido por convección en la sección de radiación

Aunque la radiación es la forma en la que la mayoría del calor se transfiere en la sección radiante, la convección no puede ignorarse ya

que puede ir de 5 al 20% de calor transferido dependiendo de las temperaturas de operación.

El calor transferido por convección en esta sección es:

$$q_{Rc} = h_{Rc} A_{Rt} (T_g - T_t) \quad (4)$$

Para los hornos comunes h_{Rc} es cercano a $6 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$, A_{Rt} es el doble de αA_{cp} y el factor F es cercano a 0.57. Con estos datos:

$$q_{Rc} = 21\alpha A_{cp} F (T_g - T_t) \quad (5)$$

Calor total transferido en la sección radiante.

El calor total transferido o absorbido por el fluido en la sección de radiación es la suma del calor de radiación y de convección.

$$q_R = q_{Rr} + q_{Rc} = \sigma \alpha A_{cp} F (T_g^4 - T_t^4) + 21\alpha A_{cp} F (T_g - T_t) \quad (6)$$

O dividiendo entre $\alpha A_{cp} F$

$$\frac{q_R}{\alpha A_{cp} F} = \sigma (T_g^4 - T_t^4) + 21(T_g - T_t) \quad (7)$$

Así que la relación $\frac{q_R}{\alpha A_{cp} F}$ es una función de la temperatura del gas y de la pared tal como se muestra en la figura 6.

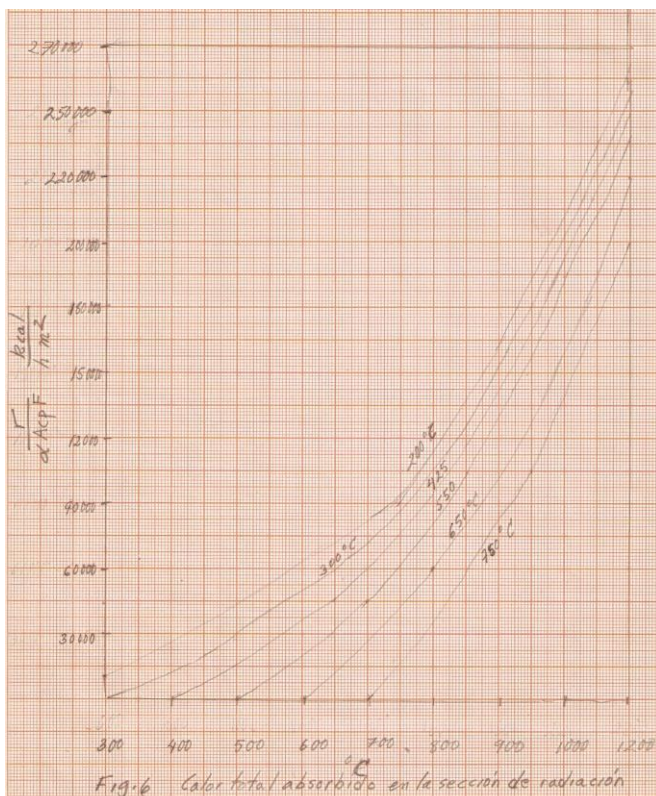


Fig. 6 Calor total absorbido en la sección de radiación

Balace de calor en la sección radiante

Para determinar la temperatura de los gases de combustión en la sección de radiación se hace un balance de calor. El calor entra en esa sección a partir de tres fuentes: el calor neto de combustión q_n , el calor sensible que lleva el aire q_a y el calor que lleva el combustible q_f . El calor de esa sección se remueve mediante tres mecanismos: el calor absorbido en los tubos q_R , el calor perdido q_L y el calor que se llevan los gases salientes q_{g2} .

$$q_n + q_a + q_f = q_R + q_L + q_{g2} \quad (8a)$$

$$q_R = q_n + q_a + q_f - q_L - q_{g2} \quad (8b)$$

Modificando la ecuación 8b para que sea similar a la 7, nos da:

$$\frac{q_R}{\alpha A_{cp} F} = \left[1 + \frac{q_a}{q_n} + \frac{q_f}{q_n} - \frac{q_{g2}}{q_n} \right] \frac{q_n}{\alpha A_{cp} F}$$

(9)

El valor de q_L es de aproximadamente el 1 al 3% del calor neto.

El valor de q_a y q_f están dados por las temperaturas a las que entran las corrientes de aire y de combustible (fuel).

El valor de q_{g2} es la única variable que puede obtenerse por medio de la figura 7.

La figura 6 muestra el calor transferido entre una masa gaseosa que está a la temperatura uniforme y una superficie tubular que también está a temperatura uniforme. En realidad, estas temperaturas no son constantes por lo que se deben usar temperaturas promedio. La temperatura del fluido que se está calentando puede tomarse como la media aritmética entre la entrada y la salida. La diferencia de temperaturas entre el fluido y la pared del tubo puede obtenerse sumando 100°F (55 ° C) a la temperatura media del fluido. La temperatura media de los gases depende de la temperatura del tipo de horno, para el de la figura 1 la temperatura media es cercana a la del gas saliente.

La ecuación 7 da el calor transferido a los tubos en la sección radiante, la cual es función de la temperatura media del gas. La ecuación 9 da el calor retirado del gas en función de la temperatura de salida. La resolución simultánea de las dos ecuaciones dará la temperatura en el horno y la cantidad de calor transferido. La solución se obtiene más fácilmente graficando la ecuación 9 sobre la figura 6. El valor de t_g se lee en donde la ecuación 9 cruza la temperatura de los gases. Como la ecuación 9 es casi lineal, con dos puntos graficados se obtendrá la intersección.

Sección de convección

En esta sección el calor se transfiere principalmente por el mecanismo de la convección, aunque también hay radiación. La radiación se da desde el gas y desde las paredes del refractario; la convección se da por el flujo del gas sobre los tubos.

El calor transferido por convección se calcula por la correlación de Monrad.

$$h_{cc} = \frac{2.14(T_f)^{0.28} \left(\frac{G}{A}\right)^{0.6}}{d^{0.3}}$$

En donde d es el diámetro en pulgadas, T_f la temperatura del fluido en ° F, G/A es la masa velocidad máxima en lb/hft² y hc es el coeficiente de convección en Btu/hft²°F.

En la figura 9 se muestran los coeficientes de convección para varios tamaños de tubos. La temperatura media de la película gaseosa T_f se define como el promedio de la temperatura del líquido que fluye por el interior más la mitad de la media logarítmica entre los gases y el fluido. La masa velocidad del gas es la máxima del gas al pasar por la sección libre entre tubos.

Se ha encontrado que los gastos de los gases de combustión producidos por la quema de combustibles gaseosos y líquidos más comunes están relacionados con el porcentaje de aire que se usa en exceso, figura 8.

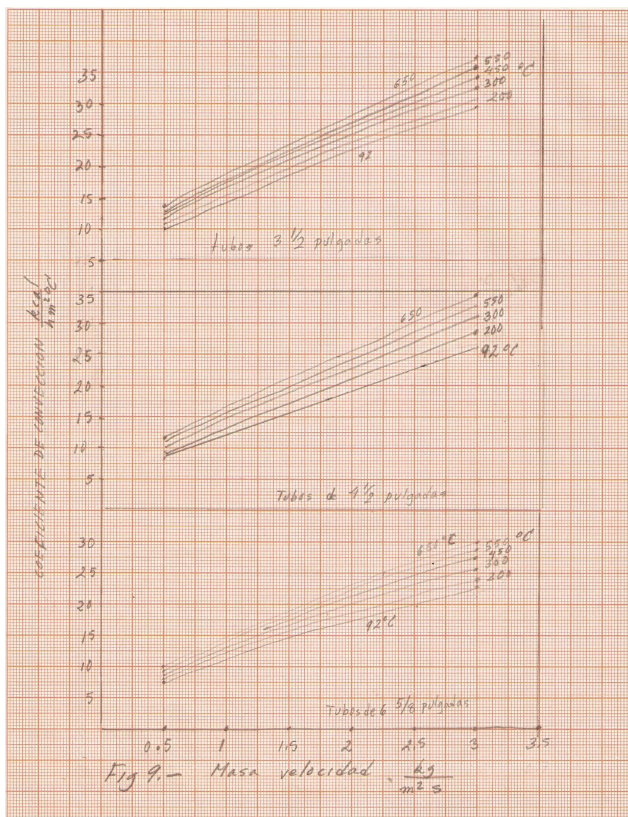
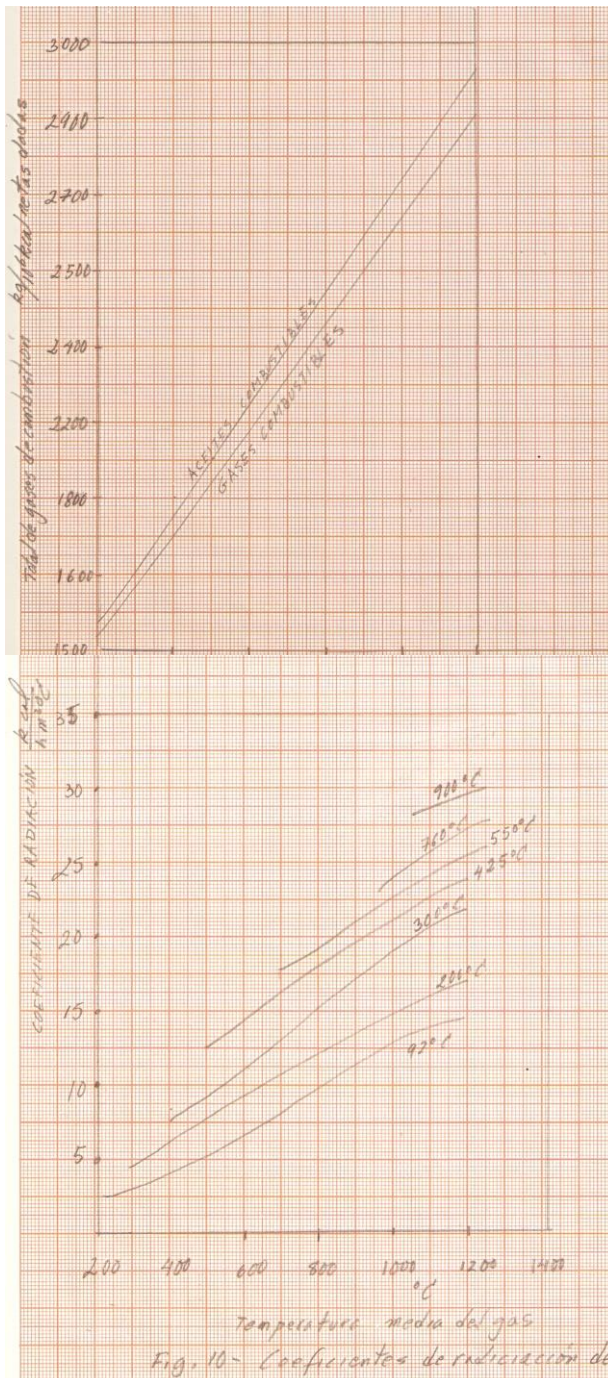


Fig 9. - Masa velocidad = 4.5 m²/s



Radiación de los gases de combustión en la sección de convección

Una forma de calcular el calor transferido por radiación al banco de tubos de la sección de convección se muestra en la figura 10. La temperatura media del gas se define como la temperatura media del fluido dentro de los tubos más la diferencia media logarítmica entre la temperatura de los gases y el fluido. La temperatura media de la pared del tubo puede tomarse como la temperatura media del fluido más 55°C (100°F).

La radiación desde las paredes del refractario se expresa mediante un coeficiente que es función de la temperatura de la pared de los tubos. Figura 11.

$$h_{cw} = 9.46 \left(\frac{T_t}{1000} \right)^3 \quad (10)$$

Este coeficiente junto con las áreas de los tubos y la pared de la sección de convección nos da un factor de corrección f.

$$f = \frac{h_{cw}}{h_{cc} + h_{cr} + h_{cw}} \left(\frac{A_{cw}}{A_{ct}} \right) \quad (11)$$

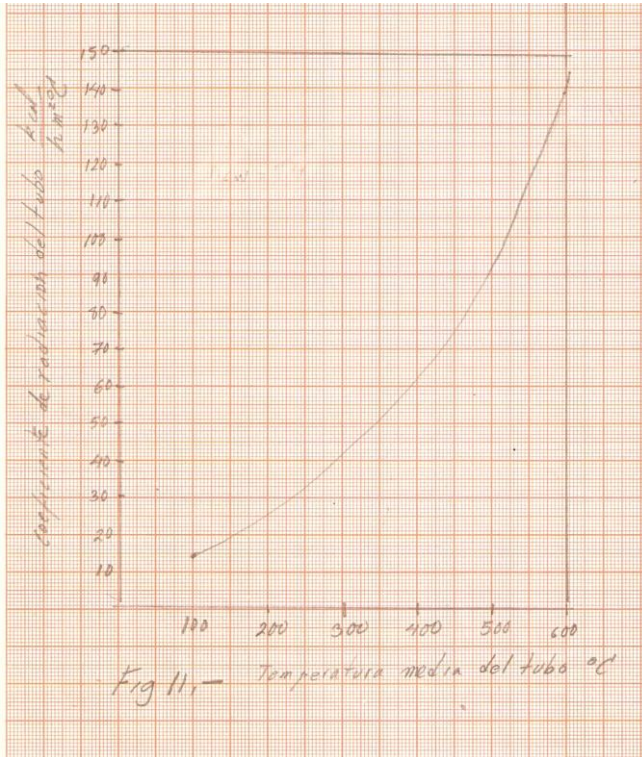
El coeficiente total de transferencia de calor se obtiene primero, mediante el cálculo del coeficiente parcial $h_c = (1 + f)(h_{cc} + h_{cr})$ (12)

El coeficiente interno del tubo se calcula por los métodos tradicionales ordinarios que están basados en las velocidades y propiedades de los fluidos.

Las resistencias en la pared del tubo son pequeñas y por ello se suelen despreciar. El coeficiente total en la sección de

convección es entonces:

$$U_c = \frac{h_c \times h_{ci}}{h_c + h_{ci}} \quad (13)$$



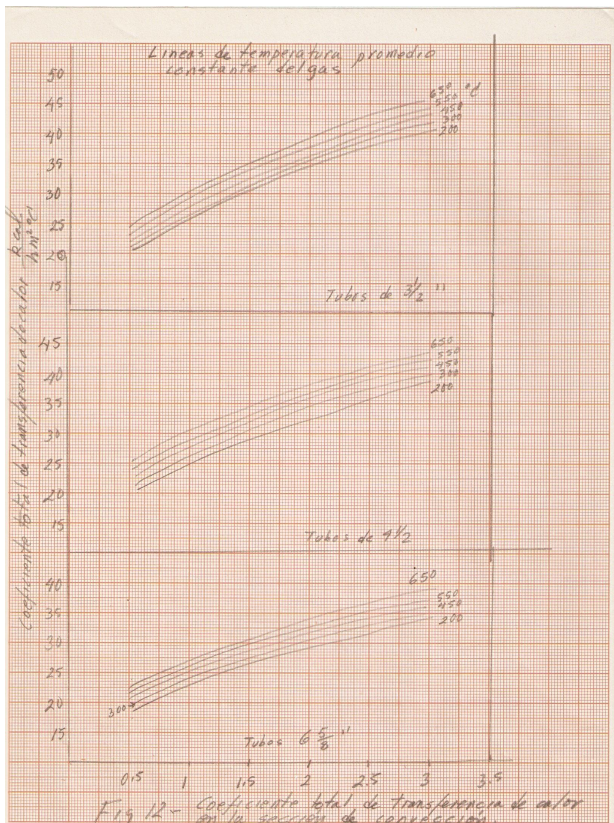
En muchos casos, este coeficiente se puede obtener a partir de graficas tales como la de la figura 12. En ella se presenta el coeficiente total en función del arreglo, las temperaturas del fluido y el coeficiente interno.

Caídas de presión

Existen varias caídas de presión dentro de estos aparatos.

Caídas de presión en los quemadores

La caída de presión en los quemadores las proporcionan los fabricantes y dependen del tipo de quemador usado y del combustible empleado. Un valor común oscila alrededor de 0.25 pulgadas de agua (62 Pa).



Caída de presión en la sección de convección

La caída de presión en la sección de convección es cercana a 0.5 de la cabeza de velocidad producida por hilera.

La cabeza de velocidad en pulgadas de agua está dada por:

$$P_v = \left(\frac{u^2}{2g}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_w}\right) 12 = 0.003 u^2 \rho_g = 0.003 \frac{\left(\frac{G}{A}\right)^2}{\rho_g} \quad (14)$$

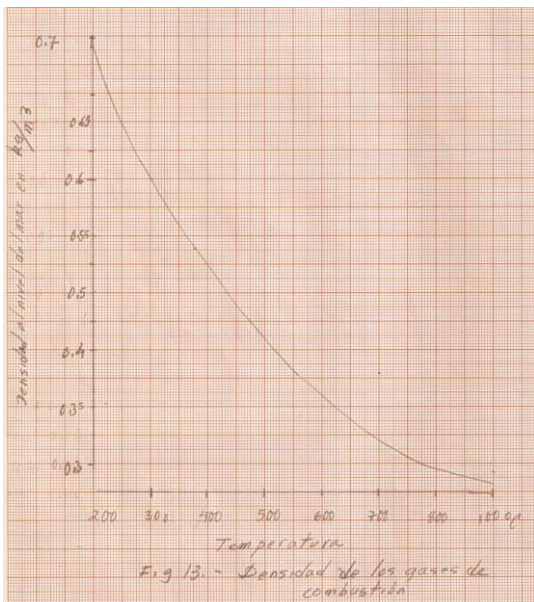
Las densidades de los gases de combustión se muestran en la figura 13. En la sección de convección la densidad del gas se evalúa a la temperatura media del gas, que es la misma a la cual se evaluaron los coeficientes.

Caída de presión en la chimenea del horno

Las otras caídas de presión se expresan también en términos de cabezas de velocidad, tal como sucede en la chimenea del horno.

Entrada a la chimenea	0.5 cabezas de velocidad
Dámper	1.5
Fricción en la chimenea	H/50D
Salida de la chimenea	1
<hr/>	
Total	3+ H /50D

La ecuación 14 y la figura 13 se usan también para calcular las cabezas de velocidad.



Tiro

El tiro es la diferencia de presión que se da en una chimenea de forma que pueda expulsar a los gases hacia el exterior.

El efecto del tiro depende de la diferencia en la densidad entre el gas caliente de combustión y el aire ambiente.

$$\Delta p = \frac{H(\rho_a - \rho_g)}{\rho_w} \quad (12) = 0.187H(\rho_a - \rho_g) \quad (15)$$

El tiro disponible por cada 100 pies o 100 metros de altura se muestra en la figura 14. Para tomar en cuenta las pérdidas de calor desde la chimenea, el tiro se debe calcular sobre la base de una temperatura de 100°F (55°C) menor que la de los gases de combustión que dejan la sección de convección. Para computar la altura de la chimenea las velocidades de los gases se

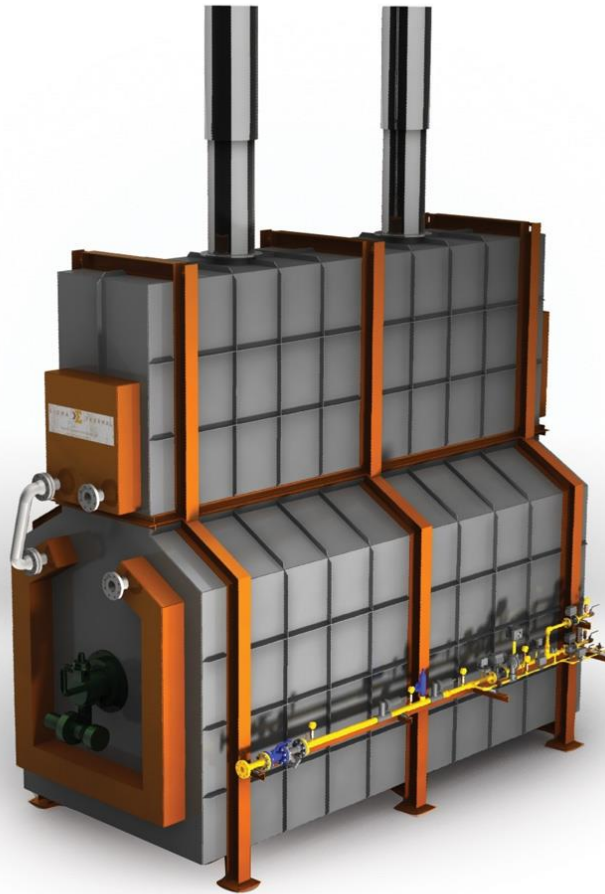
manejan cerca de los 30 ft/s (9 m/s).

Bases de diseño.

Para los hornos de procesos sin precalentamiento de aire, la eficiencia total es de alrededor del 70 al 80% basada en el calor neto. El exceso del aire empleado es por lo general del 15 al 25% en los hornos de quemador de gases y del 25 al 40% para los hornos que queman líquidos.

Los diseños se hacen sobre la base de 10 000 a 15 000 Btu/h ft² de superficie de tubo (27 000 a 40 000 kcal /h m²)

Los calentadores normales manejan un 70% del calor transferido en la sección radiante. El espaciamiento entre tubos es del doble o un poco más del diámetro nominal; por ejemplo: se usaría un espaciamiento de 8 pulgadas con tubos de 4.5 pulgadas.



Ejemplo de cálculo.

Se desea diseñar un calentador a fuego directo (CFD) tipo cabina tal como el que se muestra en la figura para calentar 27 270 barriles por día de un aceite de 26 ° API, desde la temperatura inicial de 193 °C hasta una temperatura de salida de 357 °C. El calentamiento se realiza mediante la combustión de un gas de refinería el cual se encuentra a 15 °C y tiene un poder calorífico inferior de 11 990 kcal / m³.

El cliente ha especificado una eficiencia del 77 % y no debe usarse precalentamiento del aire. El flux máximo permitido de calor radiante es de 32500 kcal /h m². La caída de presión máxima permisible es de 3 kg / cm². Se usará un exceso de aire del 25%.

Datos

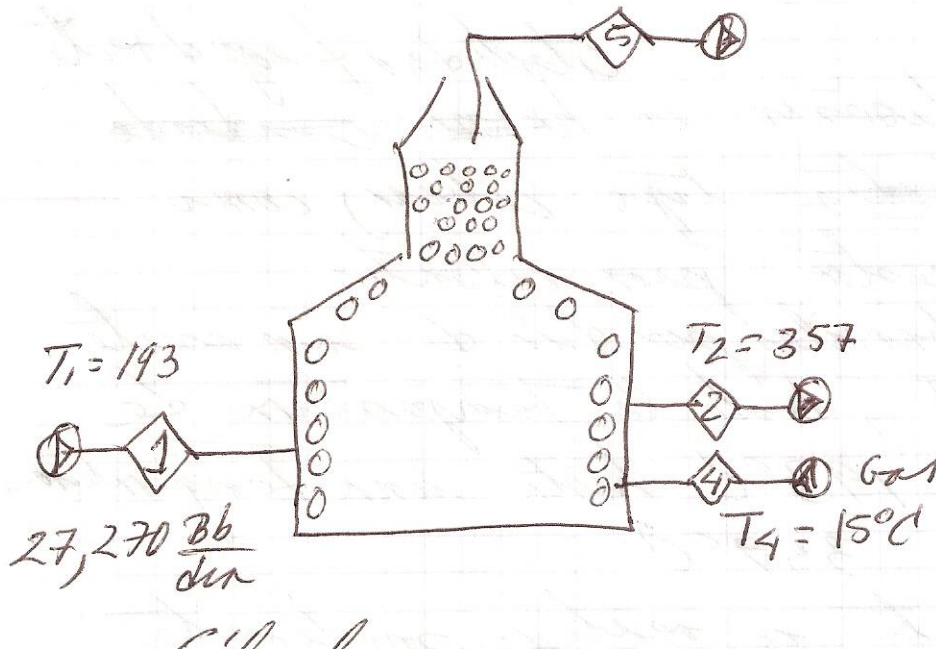
Densidad del aceite a 15 °C = 0.898 kg /L

Densidad del aceite a 277 °C = 0.712 kg /L

Entalpía del aceite a 193 °C = 152 kcal/kg

Entalpía del aceite a 375 °C = 268 kcal /kg

Resolución



Cálculos.

1.1.- Gasto másico de aceite

$$L_1 = 27\,270 \frac{\text{bbl}}{\text{día}} \times \frac{42 \text{ gal}}{\text{bbl}} \times \frac{3.785 \text{ L}}{\text{gal}} \times \frac{\text{día}}{24 \text{ h}} \times \frac{0.878 \text{ kg}}{\text{L}} = 158\,185 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

1.2.- Cantidad de calor que debe recibir el aceite

$$Q = L(H_2 - H_1) = 158185(268 - 152) = 18\,349\,460 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Calor neto traspasado

$$q_n = \frac{Q}{\epsilon} = \frac{18349460}{0.77} = 23\,830\,468 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

1.3.- Gases requeridos si se usa un 25% de exceso de aire.

De la gráfica de la figura 8

$$G_1 = 23830468 \times \frac{1800 \text{ kg}}{10^6 \text{ kcal}} = 42895 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 11.9 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

2.1.-Carga térmica en la sección de radiación

$$Q_R = \epsilon_R Q = 0.7(18349460) = 12844622 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

2.2.- Temperaturas

Temperatura del cruce

$$T_p = T_s - [\epsilon_R (T_s - T_e)] = 357 - [0.7(357 - 193)] = 242.2^\circ\text{C}$$

Temperatura media del fluido

$$T_R = \frac{T_p + T_s}{2} = \frac{242.2 + 357}{2} = 299.6^\circ C$$

Temperatura media del tubo

$$T_t = T_R + 55.5 = 299.6 + 55.5 = 355.15^\circ C$$

2.3.- Superficie radiante

Para calcular la superficie radiante se utiliza un flujo supuesto de entre 27000 a 40000 kcal/h m², digamos 32500 kcal/h m².

Suponiendo que en la sección radiante se transfiere el 70 % del calor, entonces:

$$Q_R = 18\,349\,460 \text{ kcal/h} (0.7) = 12\,844\,622 \text{ kcal/h}$$

$$A_R = \frac{Q_R}{flux} = \frac{12844622 \frac{kcal}{h}}{32500 \frac{kcal}{hm^2}} = 395 m^2$$

La superficie total de la sección está formada por la superficie de radiación y de convección, es decir aproximadamente dos veces la superficie radiante. Por ello :

$$\text{Superficie total } A_T = 790 m^2$$

2.4.- Selección de tubos

Se escogerán tubos de 4.5 pulgadas de diámetro externo y 3.56 pulgadas de diámetro interno. Se dividirá el flujo de aceite en cuatro pasos.

La sección transversal de cada tubo es:

$$S_T = \frac{\pi}{4} (DI)^2 = 0.745(0.0254 \times 3.56)^2 = 0.064186 m^2$$

Caudal

$$Ca = \frac{F}{Np} = \frac{180.62 \frac{m^3}{h}}{4} = 45.15 \frac{m^3}{h \text{ y paso}} = 0.0125 \frac{m^3}{s}$$

Velocidad en los tubos

$$v = \frac{0.0125}{0.0064186} = 1.95 \frac{m}{s}$$

Superficie unitaria de transferencia

$$A_{ur} = \pi DL = \pi(0.0254 \times 4.5) \times 1 = 0.358 \frac{m^2}{m}$$

La longitud radiante total es:

$$L_R = \frac{A_R}{A_{ur}} = \frac{395 m^2}{0.358 \frac{m^2}{m}} = 1100 m$$

2.5.- Dimensiones del horno.

Se supondrá un calentador de 6 m de ancho por 7.5 m de alto con 96 tubos de 12.2 m de longitud y con 11.75 m expuestos. Los tubos se acomodarán en pitch (espaciamiento) de 8 pulgadas. Se colocarán 6 tubos de escudo.

$$\text{Área envolvente} = 2(7.5 \times 6) + 2 \times 11.75 \times 7.5 + 2 \times 11.75 \times 6 = 407.25 m^2$$

$$\text{Volumen del horno} = 7.5 \times 6 \times 11.75 = 528.75 m^3$$

$$\text{Superficie por tubo} = 11.75 \times 0.358 = 4.2 m^2$$

$$\text{Superficie total} = 96 \times 4.2 = 403.2 m^2$$

$$\text{Relación de espaciamiento } 8/4.5 = 1.78$$

De la figura 2

$$\alpha = 0.92$$

2.6.- Tubos de escudo

$$A_{cp} = 11.75 \times 6 \times 8(0.305)/12 = 14.335 \text{ m}^2$$

2.7.- Tubos sobre la pared

$$A_{cp} = 11.75 \times 90 \times 8 \times 0.305/12 = 215 \text{ m}^2$$

$$\alpha A_{cp} = 14.335 + 0.92(215) = 212 \text{ m}^2$$

$$A_R = 407.5 - 212 = 195.25 \text{ m}^2$$

$$\frac{A_R}{\alpha A_{cp}} = \frac{195.25}{212} = 0.92$$

2.8.- emisividad del gas

Presión parcial del $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} = 0.23 \text{ atm}$ figura 3

Longitud media del rayo

$$L = \left(\frac{2}{3}\right) (V)^{\frac{1}{3}} = \frac{2}{3} (528.75)^{0.333} = 5.37 \text{ m}$$

$$pL = 0.23 \times 5.37 = 1.2351 \text{ m atm}$$

Con pL igual a 1.2351 m atm y la temperatura media de la cámara de combustión que es de 815°C se lee la emisividad de los gases en la figura 4.

Emisividad = 0.55

Con la emisividad se lee el factor de intercambio a partir de la figura 5 o a partir de la ecuación:

$$F_{1,2} = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{s}\right)^2} + \frac{d}{s} \arcsin \left(\frac{s}{d}\right) - 1 \text{ en donde } s \text{ es el espaciamiento o pitch. Los}$$

cálculos deben hacerse en radianes.

Factor de intercambio o de forma = 0.65

Por lo tanto :

$$\alpha A_{cp} F = 212(0.615) = 137.8 \text{ m}^2$$

$$Y \frac{q_b}{\alpha A_{cp} F} = \frac{23830468}{137.8} = 172935 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2}$$

2.9.- Temperatura del quemador

Para este tipo de hornos se puede suponer que el gas saliente tiene una temperatura similar a la promedio en el quemador, es decir:

$$T_{g2} = T_g = 815^\circ \text{C}$$

Con este dato y a partir de la figura 7 se obtiene que

$$\frac{q_{g2}}{q_n} = 0.4$$

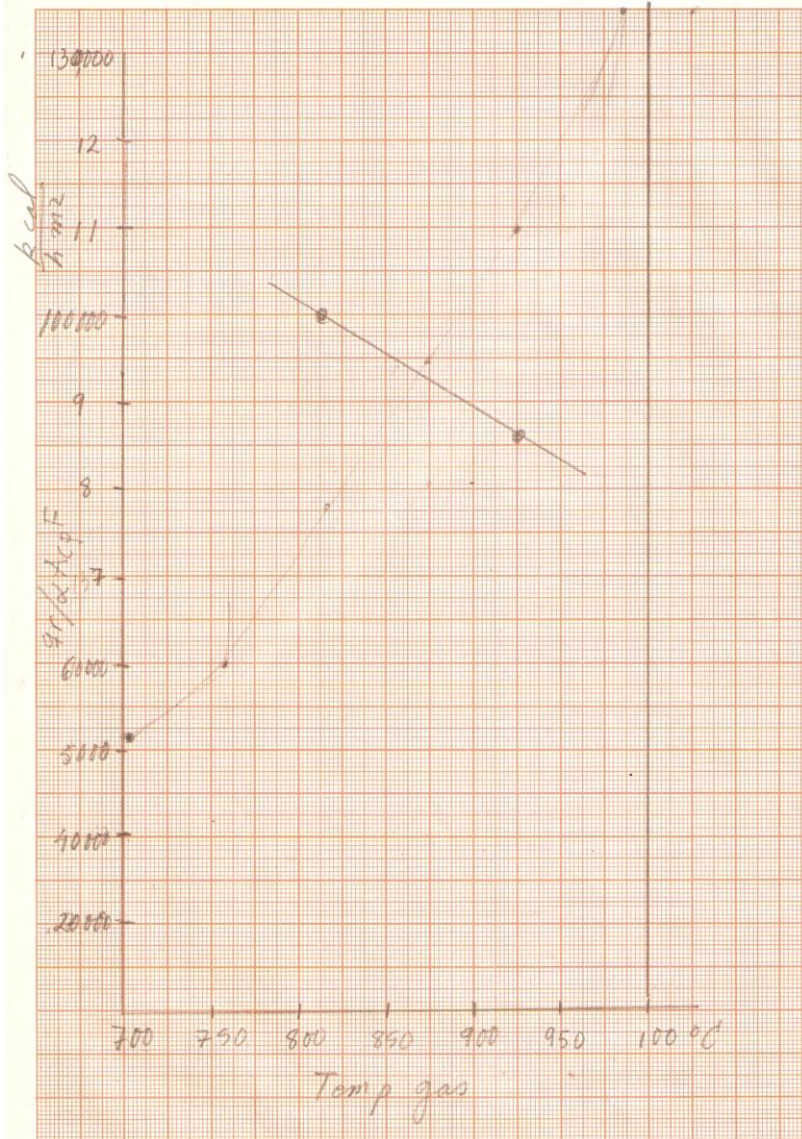
$$\frac{q_R}{\alpha A_{cp} F} = \left(1 + \frac{q_a}{q_n} + \frac{q_f}{q_n} - \frac{q_{g2}}{q_n}\right) \frac{q_n}{\alpha A_{cp} F}$$

Se supone que

$$\frac{q_L}{q_n} = 0.02$$

$$\frac{q_R}{\alpha A_{cp}F} = (1 + 0 + 0 - 0 - 0.2 - 0.4)172935 = 100\,302.3 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2}$$

La figura siguiente muestra una pequeña porción de la figura 6 con la curva de absorción para 355 ° C en la pared del tubo.



Sobre esa figura se graficó el $\frac{q_R}{\alpha A_{cp}F}$ de 100302.3 a la temperatura de 815 ° C. Si se hace otro tanteo para digamos la temperatura de 925 ° C la emisividad obtenida es de 0.525, el factor F es de 0.635, $\alpha A_{cp}F$ es de 134.62 y $\frac{q_b}{\alpha A_{cp}F}$ de 177 020, por lo tanto $\frac{q_{g2}}{q_n}$ es de 0.48 y $\frac{q_R}{\alpha A_{cp}F}$ de 86467.5.

Si se grafica este punto en la figura y se unen los dos puntos calculados por medio de una línea recta, esta línea cruzará la línea de absorción línea recta, esta línea cruzará la línea de absorción a 876 ° C. Esta es la temperatura del quemador.

$$\frac{q_{g2}}{q_n} = 0.45$$

$$q_n = 0.45$$

$$q_R = (0.98 - 0.45)(23830468) = 12630148 \text{ kcal/h}$$

$$\frac{q_R}{A_{RT}} = \frac{12630148}{403.2} = 31324 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2}$$

Este flujo de calor está por debajo del máximo permisible de 40000 kcal / h m².

Ahora se debe verificar la temperatura de cruce del fluido de la zona de radiación a la de convección.

$$\Delta H = \frac{q_R}{W_L} = \frac{12630148 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}}{158185 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} = 79.84 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$T_p = 250 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpia del cruce = $250 - 79.84 = 170 \text{ kcal/kg}$

Temperatura media del fluido = $(250 + 357)/2 = 303^\circ\text{C}$; temperatura del tubo = $303 + 37 = 340^\circ\text{C}$.

La temperatura calculada del tubo es cercana a la supuesta. No se requieren correcciones.

2.- Diseño de la sección de convección

2.1.- Calor en la sección

$$Q_c = Q - Q_R = 18349460 - 12630148 = 5719312 \text{ Kcal/h}$$

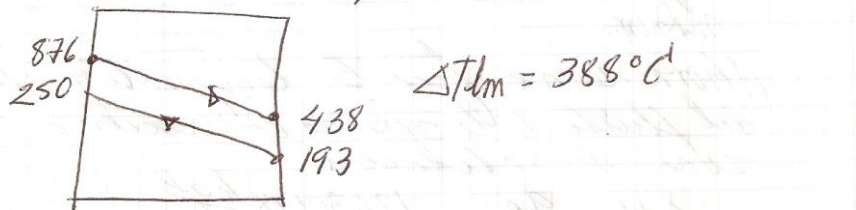
2.1.- Calor que va a la chimenea con respecto al calor liberado.

$$\frac{q_g}{q_n} = 1 + \frac{q_c}{q_n} + \frac{q_f \cdot q_R + q_c}{q_n}$$

$$\frac{q_g}{q_n} = 1 - 0.02 - 0.77 = 0.21$$

Temperatura de los gases de chimenea = 438 figura 7

2.2.- Cálculo de la diferencia media logarítmica para las corrientes



Temperatura media del aceite = $(193 + 250)/2 = 222 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura de la pared del tubo = $222 * 55 = 278 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura de los gases = $T_T + \Delta T_{ln} = 222 + 388 = 610 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura media de la película gaseosa = $222 + 388/2 = 416 \text{ }^\circ\text{C}$

2.3- Selección de la sección de convección

Se utilizarán 6 tubos por hilera con diámetro de 4.5 pulgadas y 8 pulgadas de espaciamiento en arreglo triangular.

Ancho de la sección de convección

$$g.5 \times 8 = 52 \text{ pulgadas} = 1.32 \text{ m}$$

Ancho libre

$$52 - 6 \times 4.5 = 25 \text{ pulgadas} = 0.635 \text{ m}$$

$$\text{Área} = 0.635 \times 11.75 = 24.46 \text{ m}^2$$

2.4.- Cálculo del coeficiente

La masa velocidad de los gases se calcula con

$$\frac{G}{A} = \frac{W_g}{A_p} = \frac{11.9 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{24.46 \text{ m}^2} = 0.486 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

A partir de la figura 9 con $610 \text{ }^\circ\text{C}$ y $G/A = 0.486$ se encuentra que : $h_c = 20 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

Con la temperatura del tubo 278 ° C y la figura 11 encontramos:

$$h_{rT}=11 \text{ kcal/ h m}^2\text{°C}$$

Con la temperatura de los gases 610°C y la del tubo 278° C se calcula mediante La figura 10:

$$h_r=11 \text{ kcal / h m}^2\text{°C}$$

El coeficiente total es la suma de esos coeficientes

$$\Sigma h_c=76 \text{ kcal /h m}^2\text{°C}$$

2.5.- Área

El área de pared por hilera de tubos y la superficie de tubos por hilera se calcula mediante:

$$L_{HH} = 0.866(8\text{pulgadas})\left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}}\right) = 0.58 \text{ ft} = 0.1769 \text{ m}$$

Área de pared por hilera

$$A_{pH}= 2 \times 0.58 \times 38.5 \text{ ft}=44.6 \text{ ft}^2=4.14 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de tubo por hilera} = 6 \times 45.8 = 272 \text{ ft}^2=25.3 \text{ m}^2.$$

2.6 .- Factor de corrección para la radiación desde la pared

$$F_f = \frac{h_{cw} \left(\frac{A_{pH}}{A_{TH}}\right)}{\Sigma h_c} = \frac{9.3 \left(\frac{44.6}{272}\right)}{16} = 0.095$$

$$h_c = (1 + F_f)(h_{cc} + h_{cr}) = (1 + 0.095)(20 + 119) = 34 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$$

2.7.- Coeficiente interno hi

El coeficiente interno del fluido puede calcularse por cualquier método estándar. Para este ejemplo supondremos que

$$H_i = 487 \text{ kcal / h m}^2\text{°C}$$

2.8.- Coeficiente total

$$U_c = \frac{h_c \times h_i}{h_c + h_i} = \frac{34 \times 487}{34 + 487} = 32 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$$

2.9.- Área y número de tubos.

$$A_c = \frac{q_c}{U_c \Delta T_{ln}} = \frac{5719312}{32(388)} = 464 \text{ m}^2$$

$$\text{No de tubos} = \frac{A_c}{S_T} = \frac{464 \text{ m}^2}{4.22 \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}}} = 109 \text{ tubos}$$

El número de tubos debe ser un múltiplo del número de pasos, por lo tanto en este caso debemos emplear

$$18 \text{ hileras} = 108 \text{ tubos } 0 \text{ 460 m}^2$$

$$464 \text{ m}^2 = \pi D L N_T = 3.14 \times 0.0254 \times 4.5 \times L \times 6$$

$$L = 215 \text{ m por cada tubo. Si el ancho es de 11.75}$$

$$\text{Hileras} = 18$$

2.8.- Cálculo de la caída de presión

El número total de tubos es de 96 radiantes y escudo más 108 tubos de convección o sea 51 tubos por paso. Con este número de tubos la ΔP es de 32 psi.

3.1- Altura de la chimenea

Si la temperatura externa al nivel del mar es de 100 ° F (38° C) y la de los gases de combustión es de 876 ° C con estos dos datos llenos en la figura 14 que:

Tiro = 825 Pa por cada 100 m

Si se estima que los tubos escudo están arriba de los quemadores y a 55.5 m de altura entonces:

Tiro = Tq= 825(5.5)/100 = 45.37 Pa

La caída de presión a través de los quemadores la dan los fabricantes. Un valor normal es de 0.25 pulgadas de agua o 62 Pa.

Por lo tanto el tiro requerido es de 62-45.37 = 16.6 Pa.

Caída de presión en la sección de convección:

$$\frac{G}{A} = 0.343 \frac{lb}{ft^2 s} \times \frac{kg}{2.2lb} \times \frac{1ft^2}{(0.305)^2 m^2} = 1.675 \frac{kg}{m^2 s}$$

Densidad del gas a partir de la figura 13

P=0.275 kg / m³

Cabeza de velocidad

$$P_v = \frac{\Delta V^2}{2} \rho_g = \left(\frac{G}{A \rho_g} \right)^2 \frac{\rho_g}{2} = \left(\frac{1.675}{0.275} \right)^2 \frac{0.275}{2} = 5.1 \frac{Pa}{m}$$

La fricción en la sección de convección está dada por:

$$f = \frac{L_{TQ}}{2} P_v = \frac{5.5 \times 5.1}{2} = 14 Pa$$

3.2.- Caída de presión en la chimenea y regulación del tiro

T_{Ch}=426.6-55.5=371°C

Con el dato anterior de la temperatura de chimenea, se lee en la gráfica la densidad de los gases de combustión al nivel del mar.

ρ_g= 0.54 kg / m³

Volumen de los gases

$$V = \frac{W_g}{\rho_g} = \frac{11.9 \frac{kg}{s}}{0.54 \frac{kg}{m^3}} = 22 \frac{m^3}{s}$$

Si tenemos una chimenea de 6 pies de diámetro (1.63 m).

$$S_{TCh} = \frac{\pi}{4} D_{Ch}^2 = 0.785(6 \times 0.305)^2 = 2.628 m^2$$

La velocidad de los gases en la chimenea sería:

$$V_g = \frac{22 \frac{m^3}{s}}{2.628 m^2} = 8.37 \frac{m}{s}$$

La cabeza de velocidad sería:

$$P_v = \frac{\Delta V^2}{2} \rho_g = \frac{(8.37)^2}{2} \times 0.54 = 18.91 \frac{Pa}{m}$$

Si la chimenea tuviera una altura de 30 metros:

$$\frac{L_{Ch}}{50 D_{Ch}} = \frac{30}{50 \times 1.83} = 0.327$$

Pérdidas = (3+0.327)P_v=3.327(18.91)=62.91 Pa

Tiro total requerido = 16.6+14+62.91= 93.51 Pa

Con la temperatura de 370 ° C y la del aire de 38 ° C en la figura se lee $\Delta P=175\text{Pa} /100$.

La altura de la chimenea por arriba de los tubos de escudo será:

$$L_{Ch} = \frac{93.51}{175} \times 30 = 16 \text{ metros.}$$

En la práctica , la altura debería ser un poco mayor para poder cumplir con las normas de contaminación vigentes.

Ejemplo 2.

Se desea diseñar un calentador de fuego directo (horno) para transferir 14 000 000 kcal /h . La eficiencia del calentador debe ser del 75 % (en base al poder calorífico menor). Para operar el horno se quemará un aceite con un valor calorífico de 10 640 kcal /kg, para ello se empleará aire en un 25 % en exceso, es decir, 17.44 kg de aire / kg de combustible. El aire entrante al horno deberá precalentarse hasta la temperatura de 205 ° C.

Para el diseño del horno se emplearán tubos de 5 pulgadas cédula 80 con espaciamiento de 8.5 pulgadas y colocados en una sola hilera. La longitud expuesta de los tubos debe ser de 12 m.

Diseñe la sección radiante de manera que trabaje con un flujo promedio de 30 000 kcal/h m^2 . Se considera que la temperatura media de los tubos en la sección radiante deberá estar cerca de los 430 ° C.

1.- Cálculos

1.1.- Balance de energía.

Calor transferido $Q = 14\,000\,000 \text{ kcal/h}$

Calor neto transferido $Q_n = 14\,000\,000/0.75 = 18\,666\,667 \text{ kcal/h}$

Combustible requerido = $18\,666\,667 / 10\,640 = 1754 \text{ kg/h}$

Aire requerido = $1754 \text{ kg/h} \times 17.44 \text{ Kg de aire / kg de combustible} = 30\,596 \text{ kg/h}$

Traspaso de energía radiante = $0.7 \times 14\,000\,000 = 9\,800\,000 \text{ Kcal/h}$

Gases de combustión trabajando con un 25 % de exceso de aire (a partir de La figura 8)

$$\text{Gases de combustión} = 1850 \frac{\text{kg}}{10^6 \text{ kcal}} \times \frac{18666667 \text{ kcal}}{\text{h}} = 34533 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 9.59 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

1.2.- Superficie radiante

$$\text{Superficie radiante} = 9\,800\,000/30\,000 = 326 \text{ m}^2$$

Tubos de 5 pulgadas

$$DO = 5.563 \text{ pulgadas} = 0.1413 \text{ m}$$

$$DI = 4.813 \text{ pulgadas} = 0.1222 \text{ m}$$

Area externa de flujo por tubo y metro

$$\text{Area externa} = \frac{\pi}{4} (DO)^2 = 0.785(0.1413)^2 = 0.01567 \text{ m}^2/\text{m}$$

Area interna de flujo por tubo y metro

$$\text{Area interna} = \frac{\pi}{4} (DI)^2 = 0.785(0.1222)^2 = 0.01172 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\text{Superficie externa de transferencia de calor por tubo} = \pi DOL = \pi(0.1413)12 = 5.32 \text{ m}^2$$

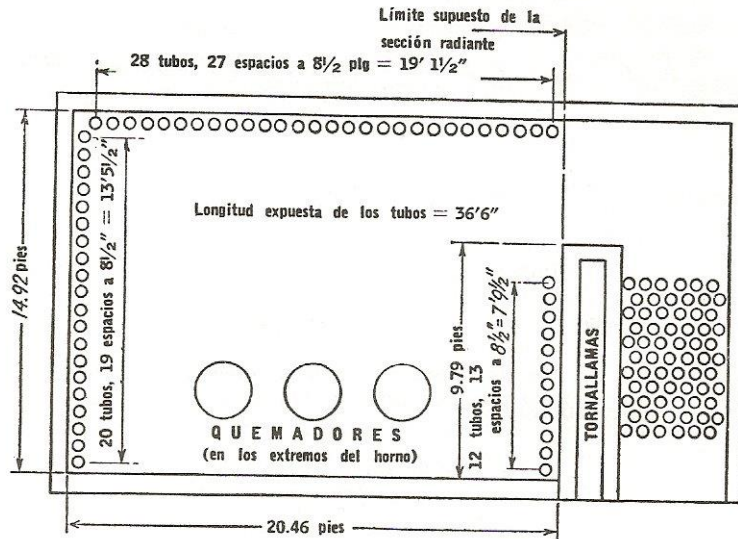
Espaciamiento entre tubos (Pitch)= 8.5 pulgadas =0.2159 m

Relación entre espaciamiento a diámetro = 8.5 /5= 1.7

De la figura 2 con una hilera $\alpha = 0.93$

1.3 – Dimensiones supuestas del calentador.

Si se supone un calentador de 6 m de ancho por 4.5 m de alto y 12 metros de longitud tal como el que se muestra:



Tubos 20+ 28+12=60 tubos

$$\text{Área de Tubos en la pared } A_{cp} = 12 \times 60 \times 0.2159 = 155.44 \text{ m}^2$$

$$\alpha A_{cp} = 0.93 \times 155.44 \text{ m}^2 = 144.56 \text{ m}^2$$

$$\text{área de la envolvente} = 2 \times 6 \times 4.5 + 6 \times 12 + 2.98 \times 12 + 2 \times 6 \times 12 = 305.76 \text{ m}^2$$

$$\text{Cabezales} = 2 \times 6 \times 4.5$$

$$\text{Largueros} = 6 \times 12$$

$$\text{Tornallamas} = 2.98 \times 12$$

$$\text{Piso y bóveda} = 2 \times 6 \times 12$$

1.4.- factores de forma y emisividad de los gases.

$$\text{Área de radiación} = 305.76 - 144.56 = 161.2 \text{ m}^2$$

$$\frac{A_R}{\alpha A_{cp}} = \frac{161.2}{144.56} = 1.115$$

$$\text{Volumen del horno} = 4.5 \times 6 \times 12 = 324 \text{ m}^3$$

Longitud media del rayo

$$L = \frac{2}{3} (324)^{\frac{1}{3}} = 4.5 \text{ m}$$

Presión parcial del CO₂+H₂O a partir de la figura 3

$$P = 0.23 \text{ atm}$$

$$pL = 0.23 \times 4.5 = 1.05 \text{ atm-m}$$

Si la temperatura media de los gases es de 800 ° C entonces la emisividad es a partir de la figura 4 de 0.52 y el factor F a partir de la figura 5 es: F = 0.55.

$$\alpha A_{cp} F = 144.56 (0.55) = 79.5$$

1.5. Temperatura de los gases.

$$\frac{q_R}{\alpha A_{cp} F} = \frac{18\,666\,667}{79.5} = 23\,4800 \frac{kcal}{hm^2}$$

Si la temperatura de los gases es de 800 ° C a partir de la figura 7 se obtiene que :

$$\frac{q_{g2}}{q_n} = 0.375$$

$$\frac{q_R}{\alpha A_{cp} F} = \left(1 + \frac{q_a}{q_n} + \frac{q_f}{q_n} - \frac{q_{g2}}{q_n}\right) \frac{q_n}{\alpha A_{cp} F}$$

Calor dado al aire $q_a = 0.24(205 - 25) \times 30596 = 1\,321\,747 \text{ kcal / h}$

$$\frac{q_a}{q_n} = \frac{1321747}{18666667} = 0.07$$

Calor suministrado al combustible $q_f = 0$

Por lo tanto :

$$\frac{q_R}{\alpha A_{cp} F} = (1 + 0.07 + 0 - 0.375) 234800 = 163186$$

Si la temperatura fuera de 925 ° C , la

emisividad daría de 0.525 y $F = 0.635$

$\alpha A_{cp} F = 144.56 (0.635) = 91.79$;

$$\frac{q_R}{\alpha A_{cp} F} = (1 + 0.07 + 0 - 0.48) 234800 = 138532$$

Graficando en la figura T = 925 ° C

$\frac{q_{g2}}{q_n}$

$q_n = 0.45$

$$q_R = (0.93 - 0.45) 18\,666\,667 = 8\,960\,000 \text{ kcal / h}$$

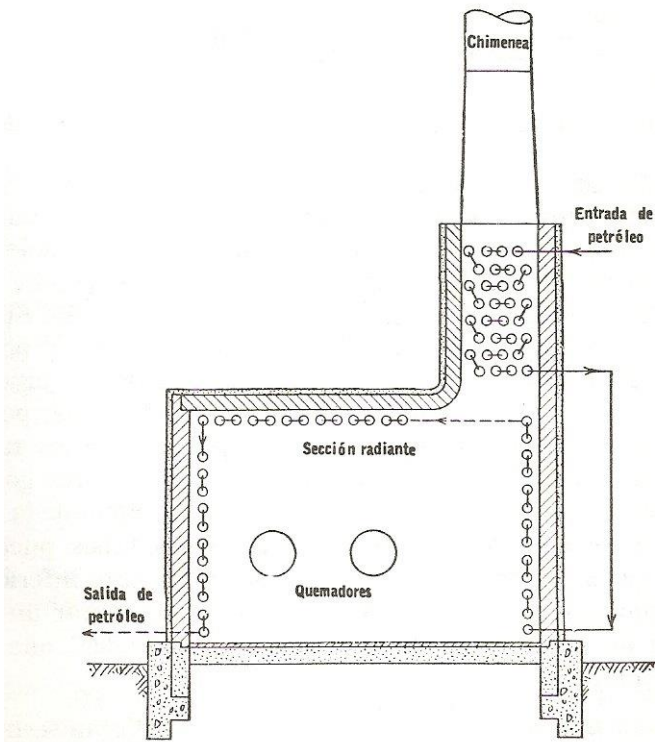
Superficie por tubo 5.32 m^2

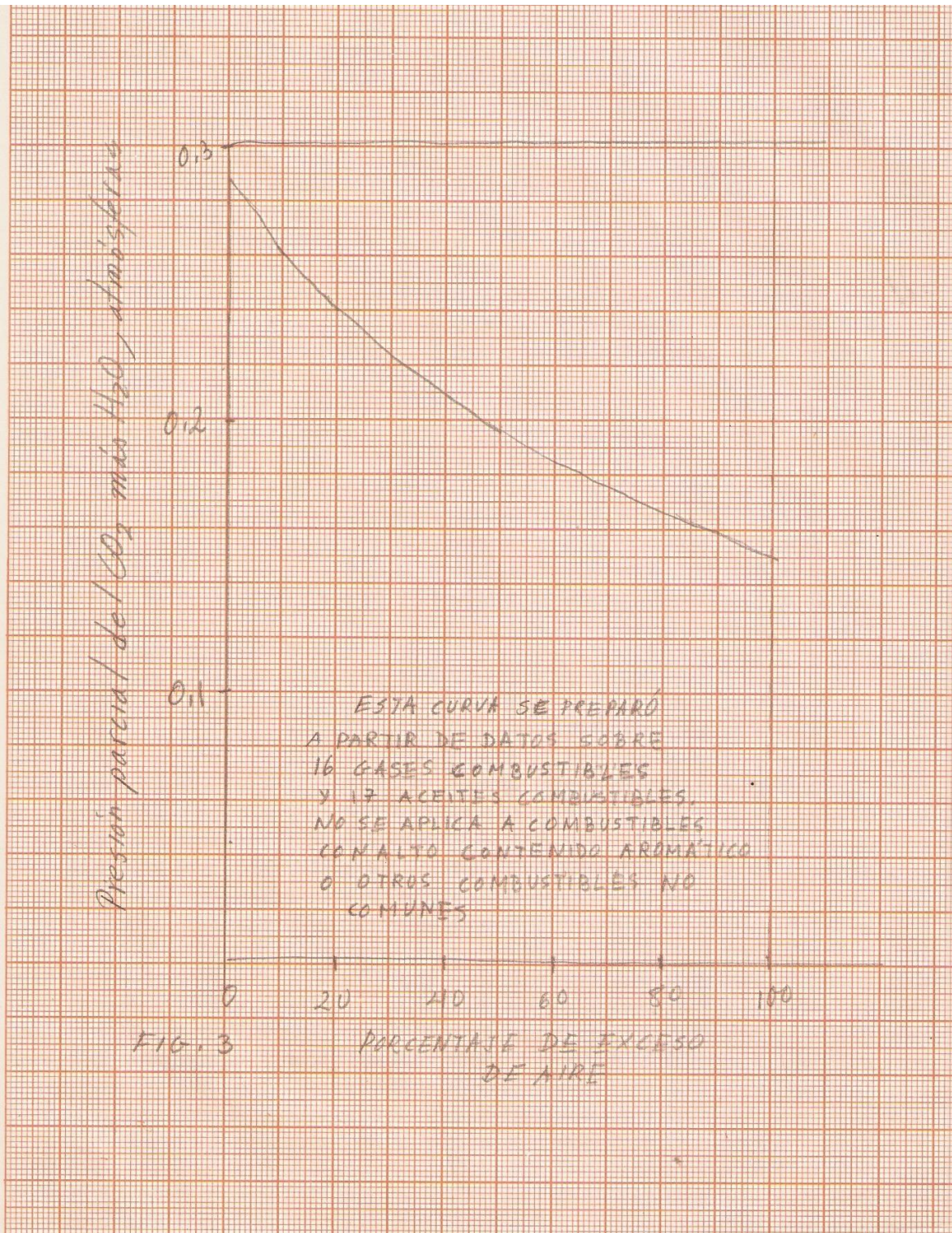
Superficie total de tubos = 5.32×60

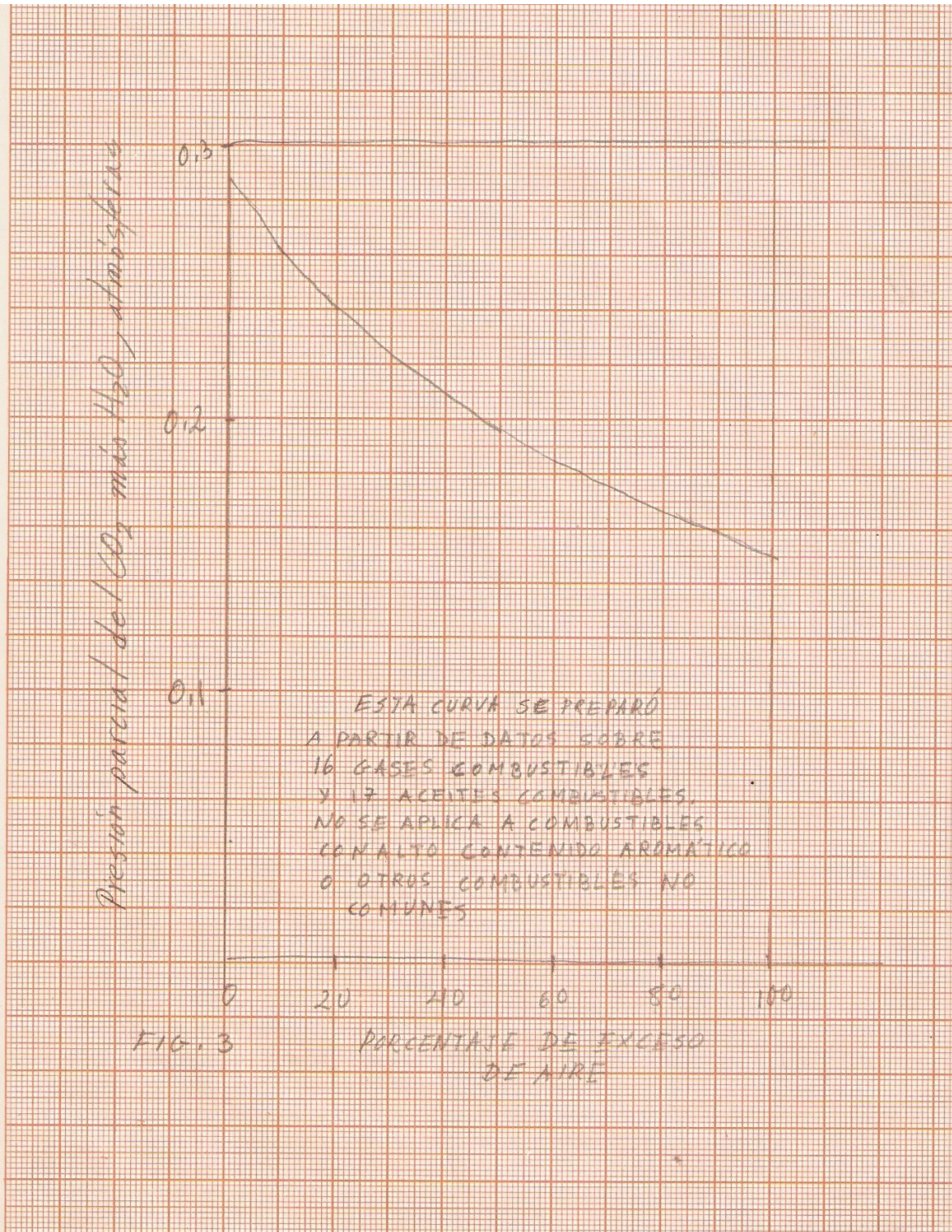
tubos = 319.2 m^2

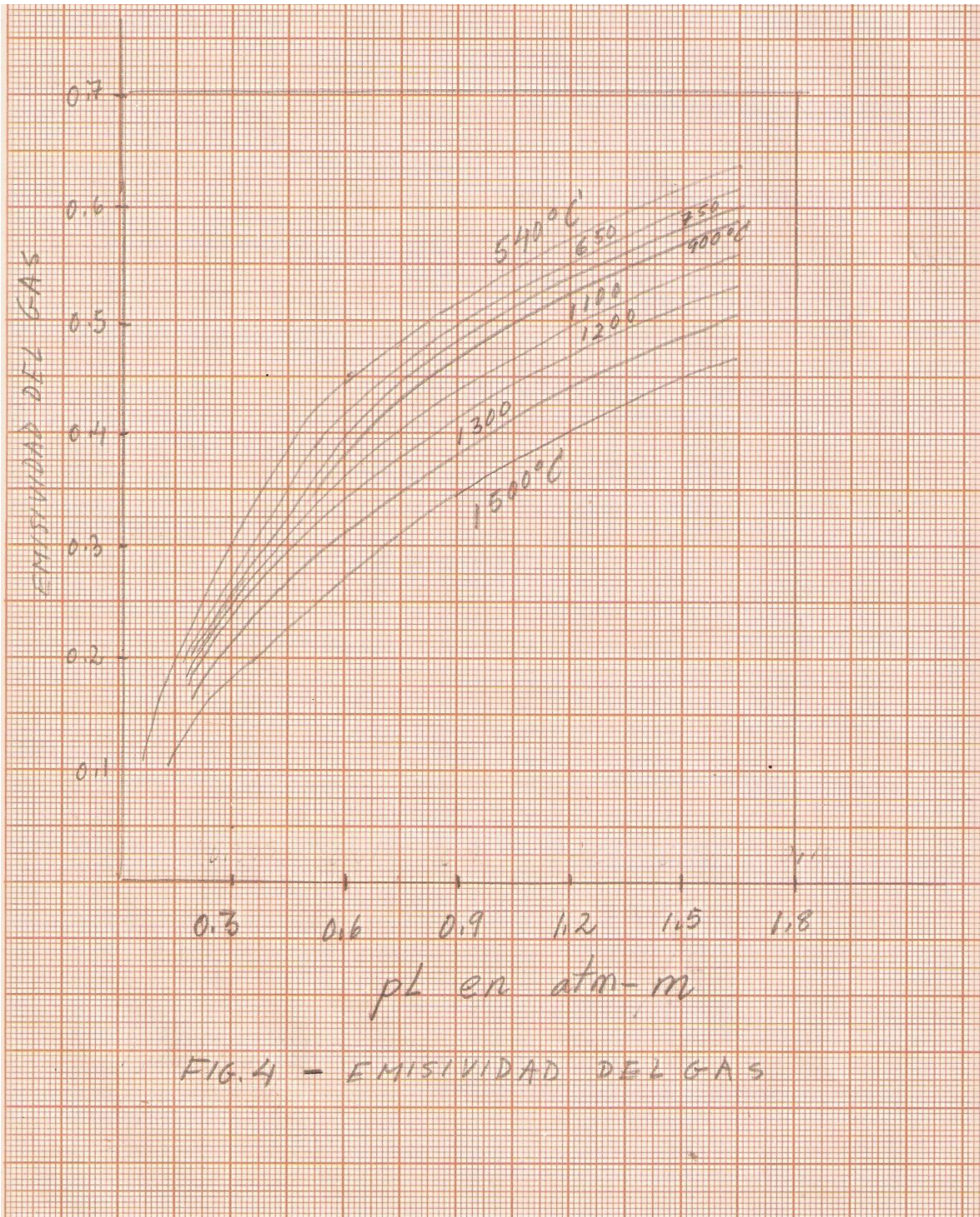
$$\frac{q_R}{A_{Rt}} \text{ calculada} = \frac{8\,960\,000}{319.2} = 28070 \text{ kcal / hm}^2$$

Este flujo está por debajo del permitido , por lo que el cálculo finaliza.









Emisividad del gas

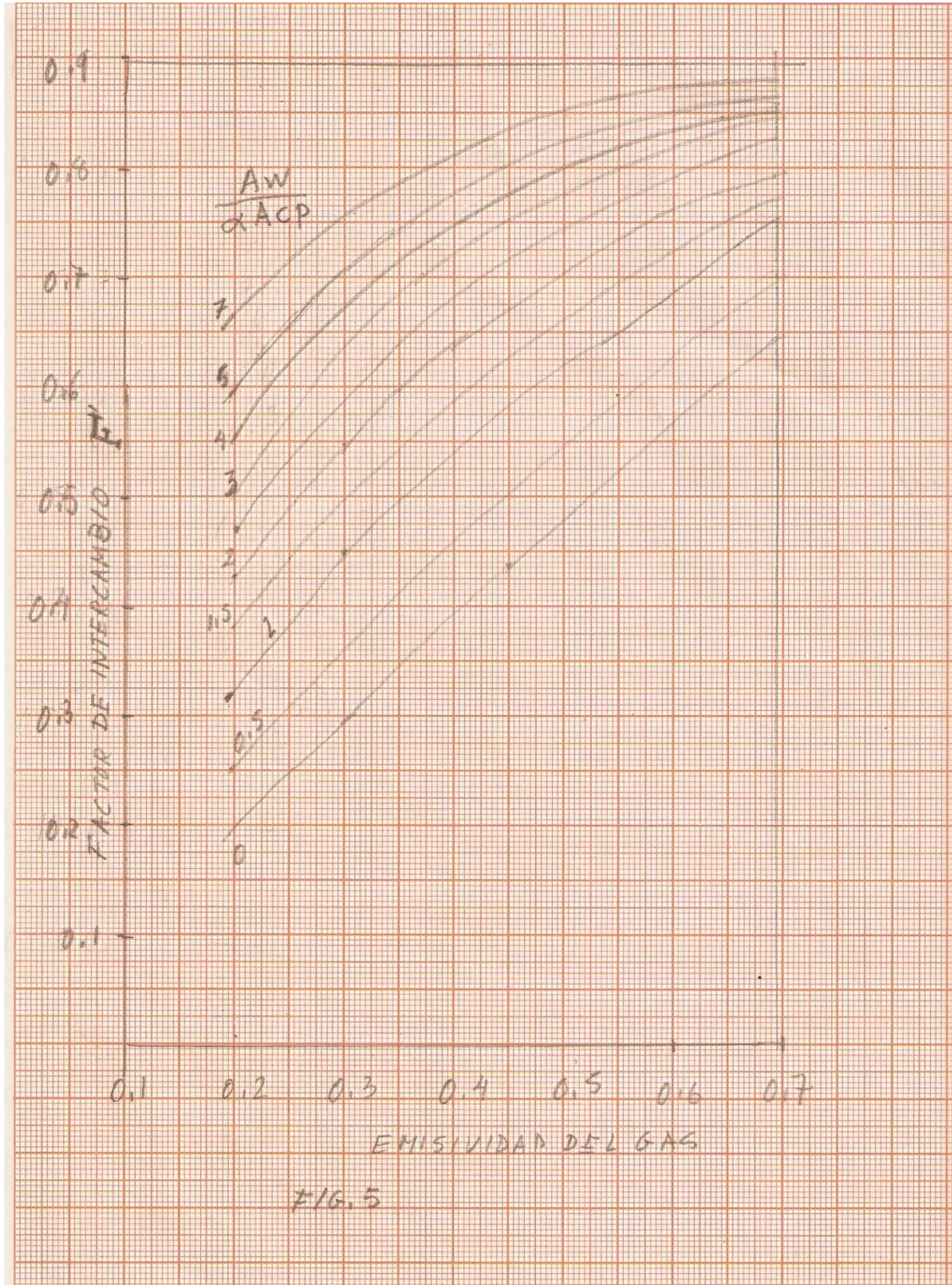


FIG. 5

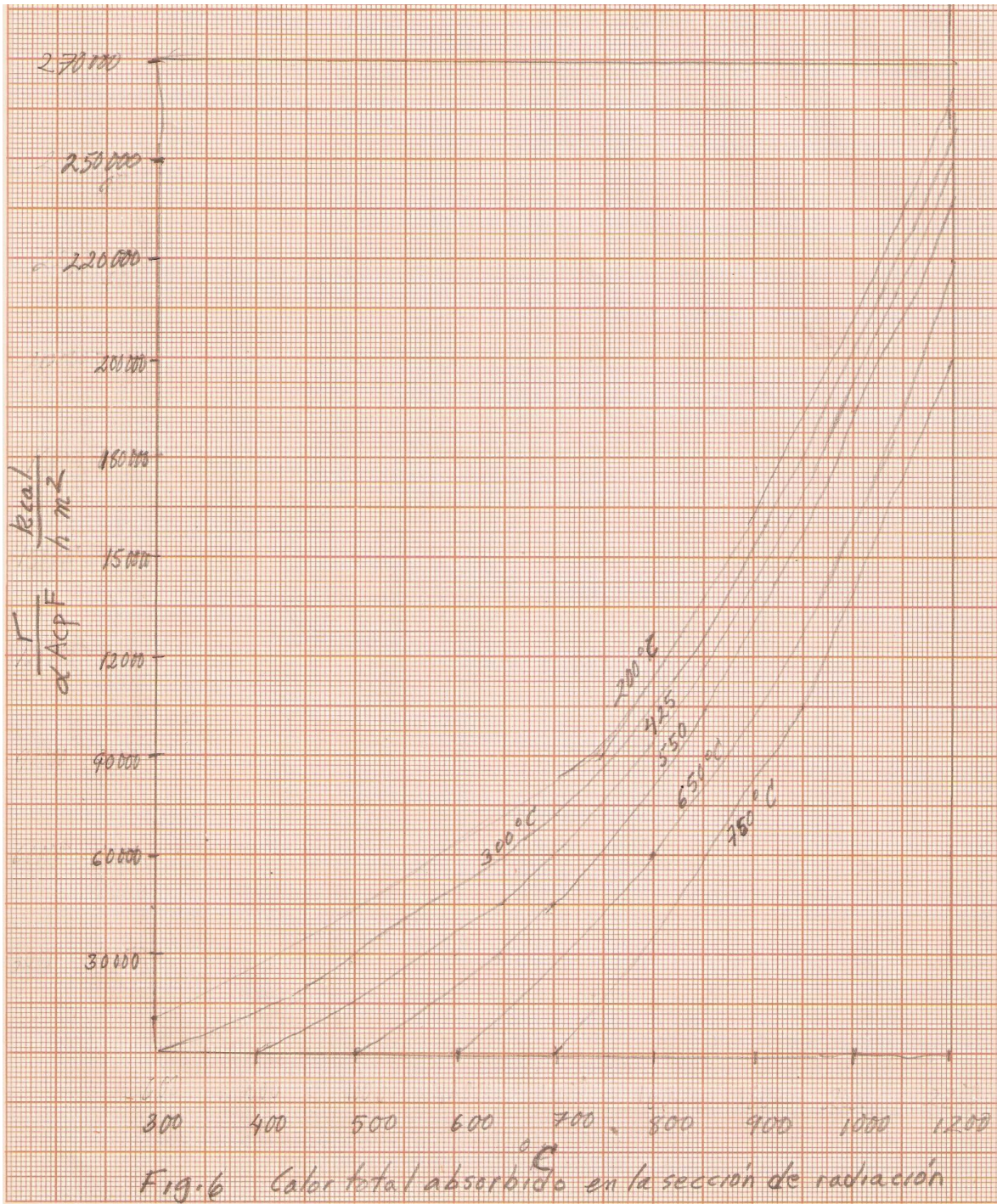


Fig. 6.- Calor total absorbido en la sección de radiación.

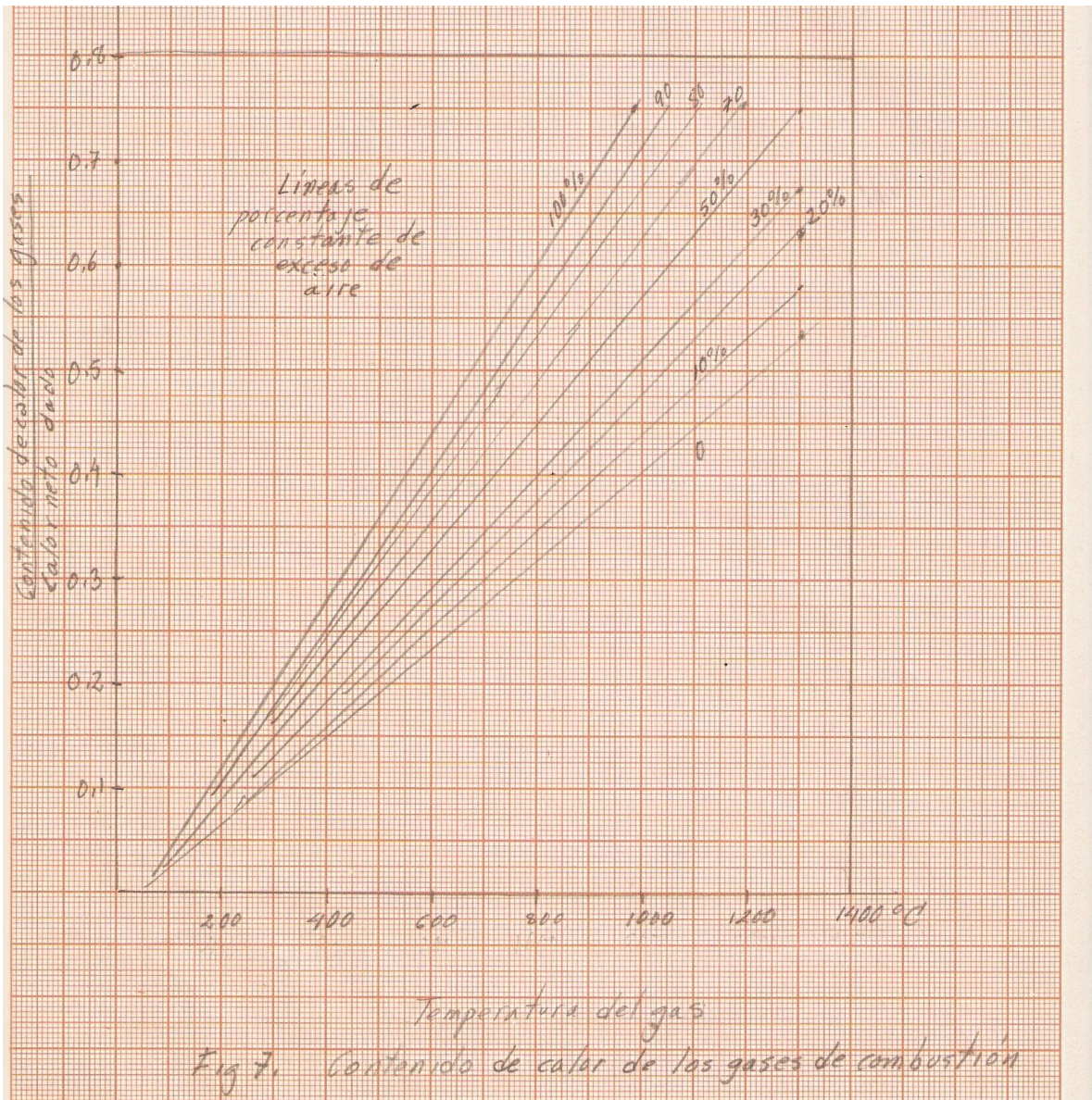


Figura 7. Contenido de calor de los gases de combustión

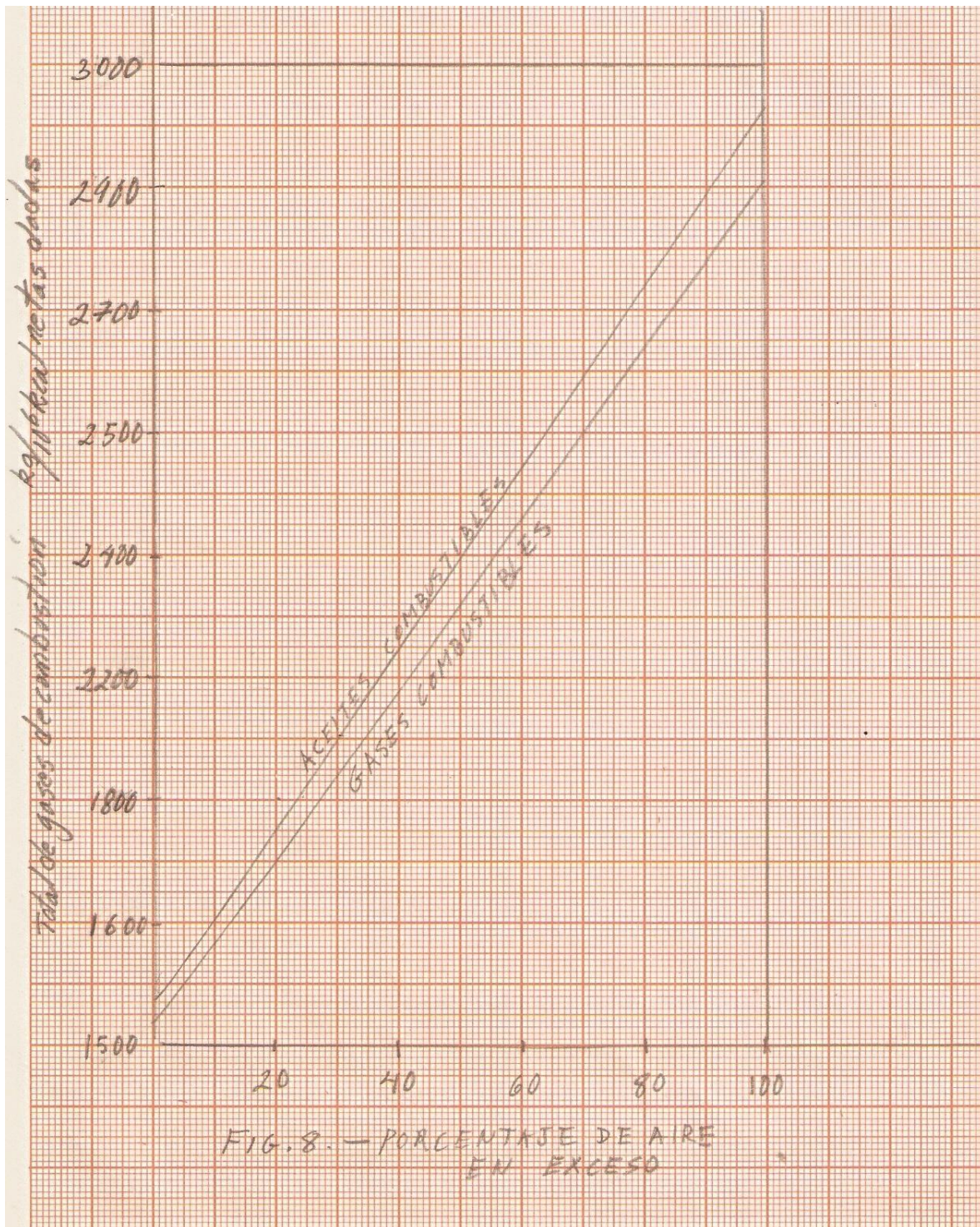


Fig.8.- Porcentaje de exceso del aire.

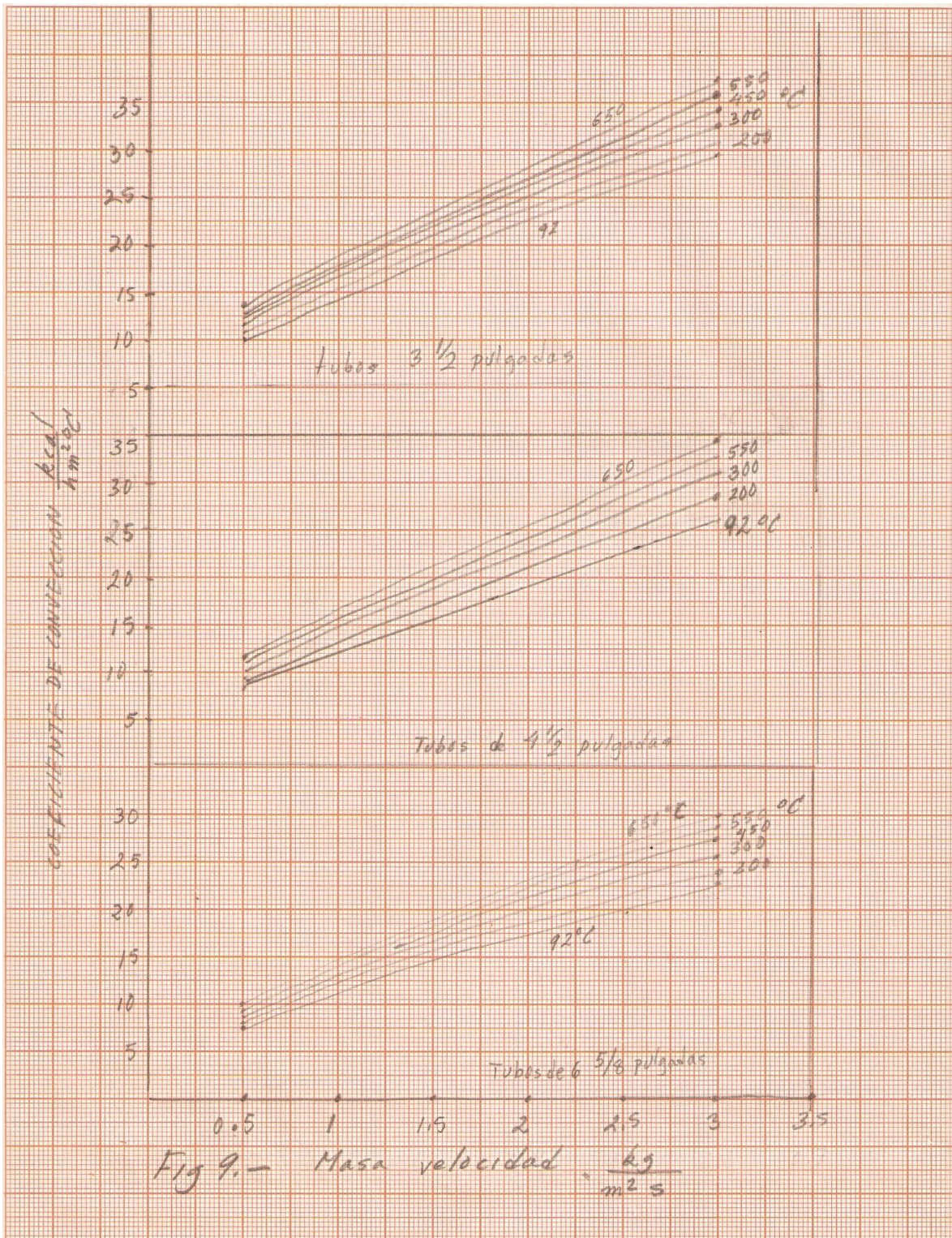


Figura 9.- Masa velocidad del gas.

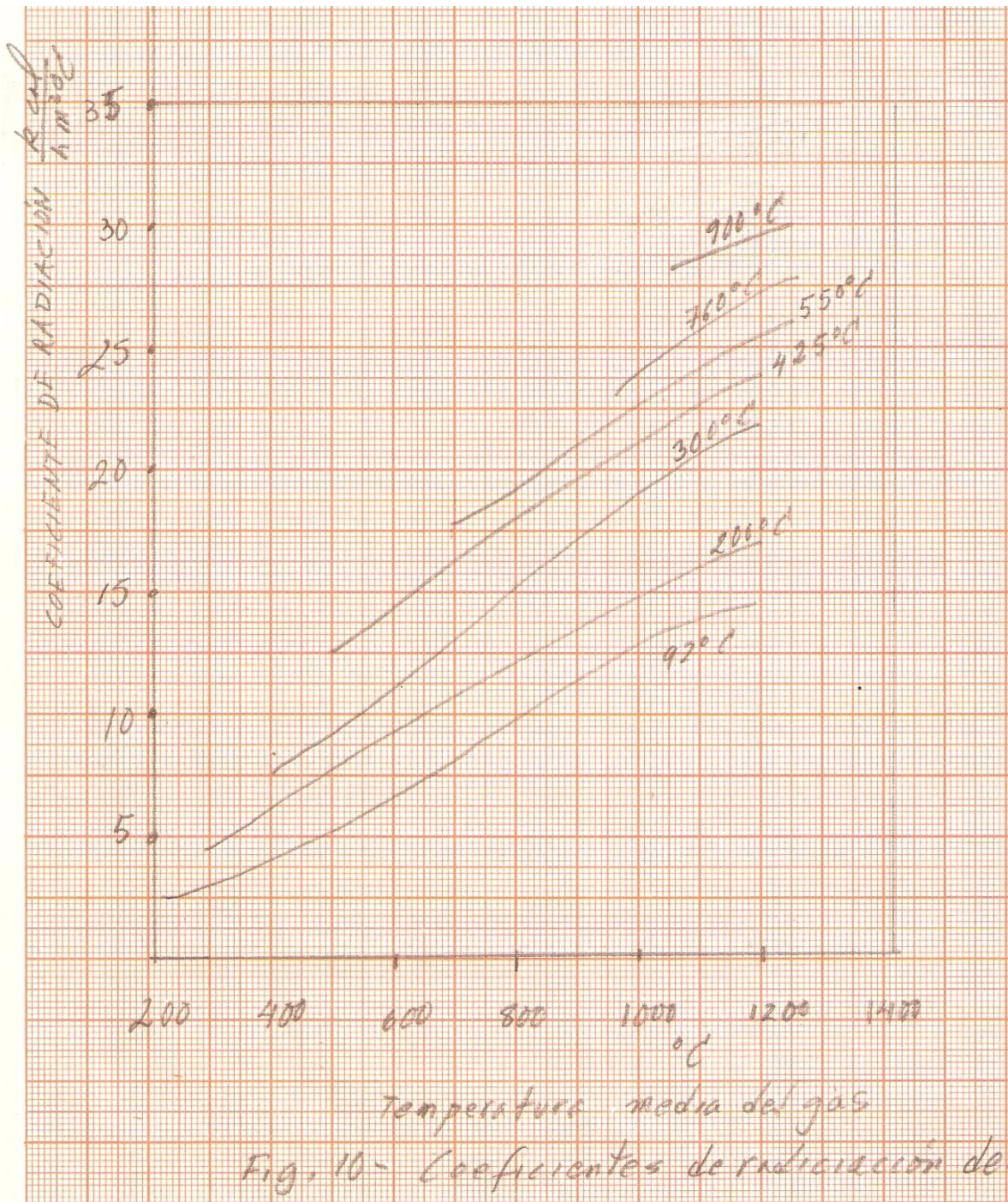


Figura 10. Coeficiente de radiación

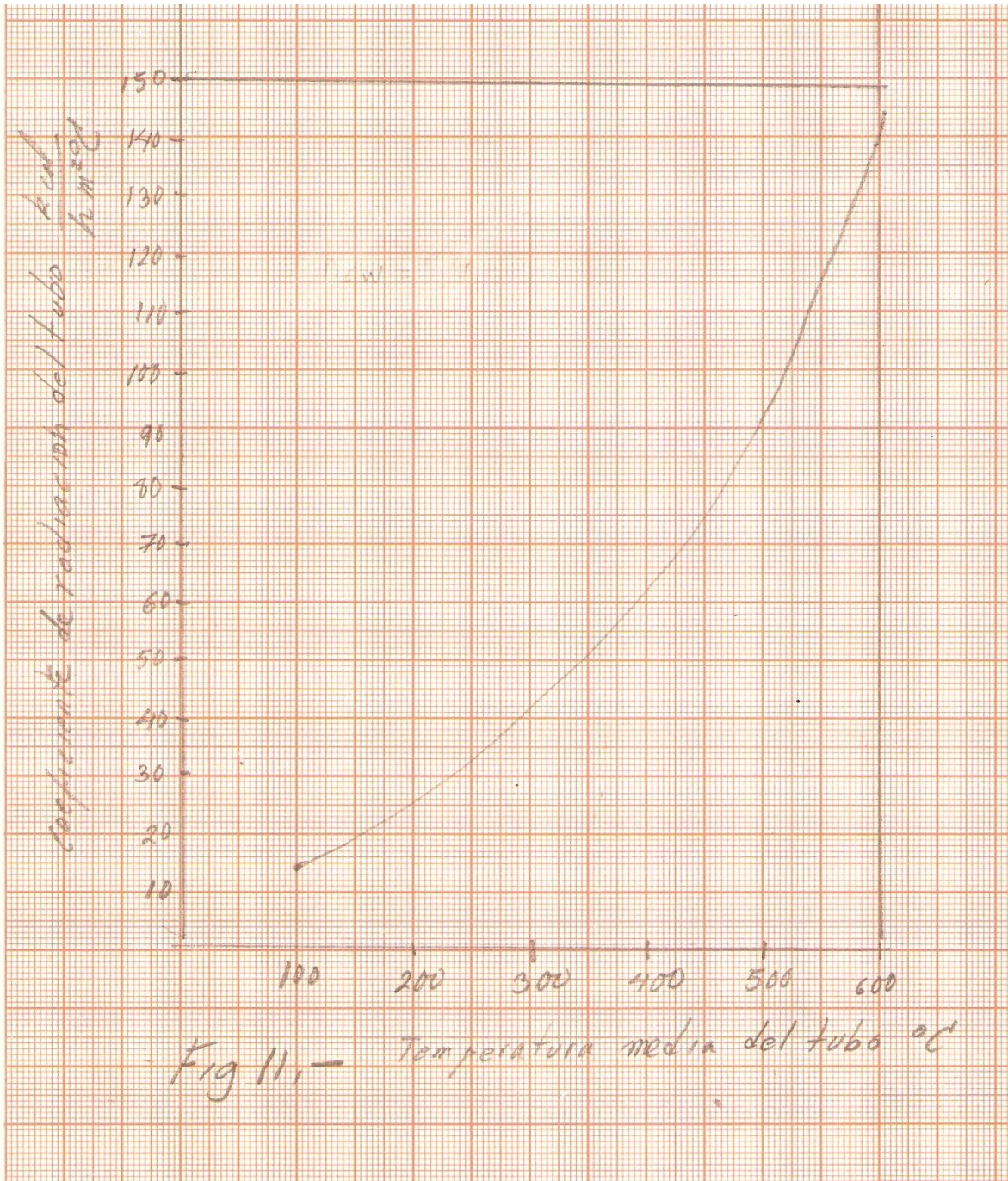


Fig.11.- Temperatura media del tubo.

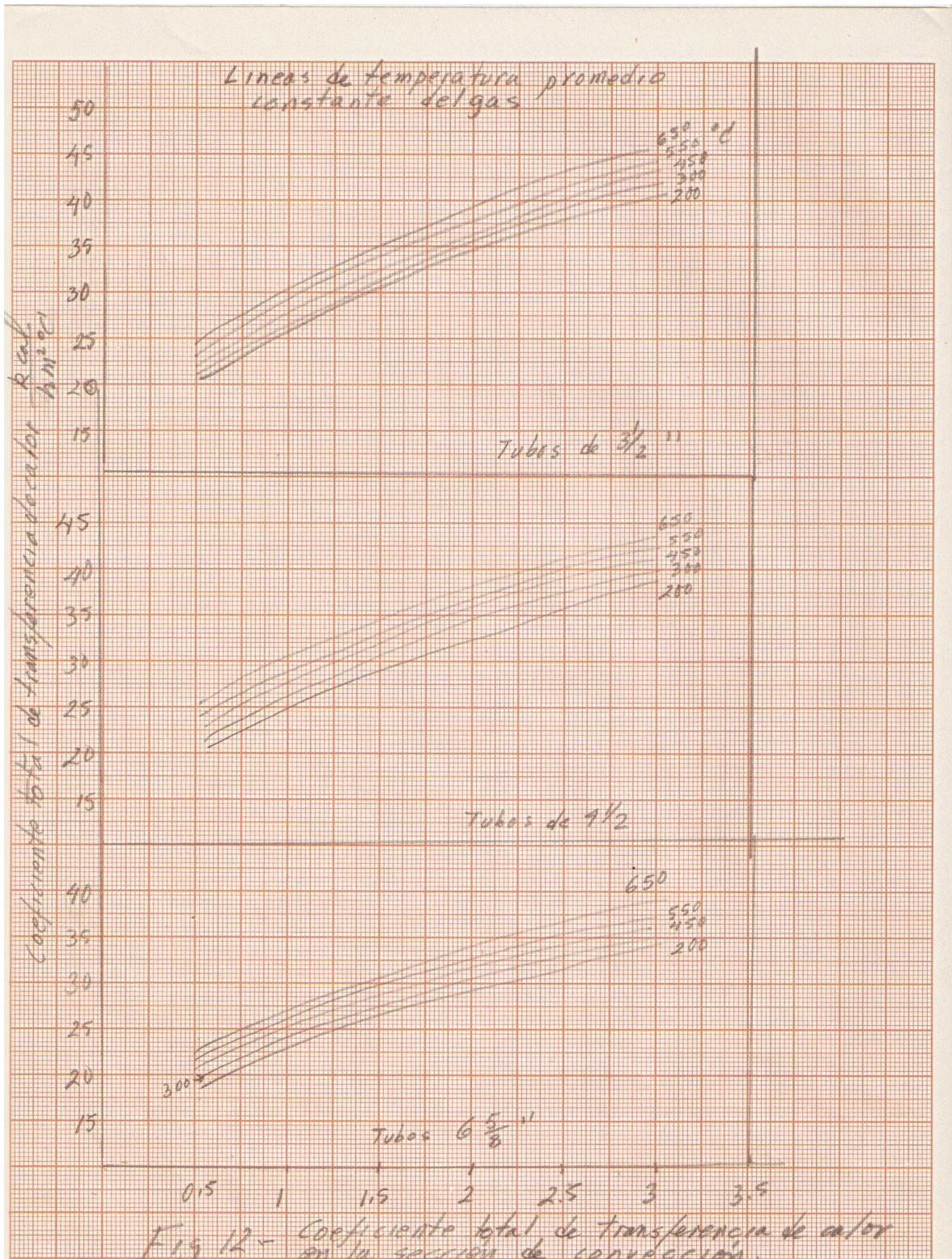


Figura 12.- Coeficiente de transferencia de calor.

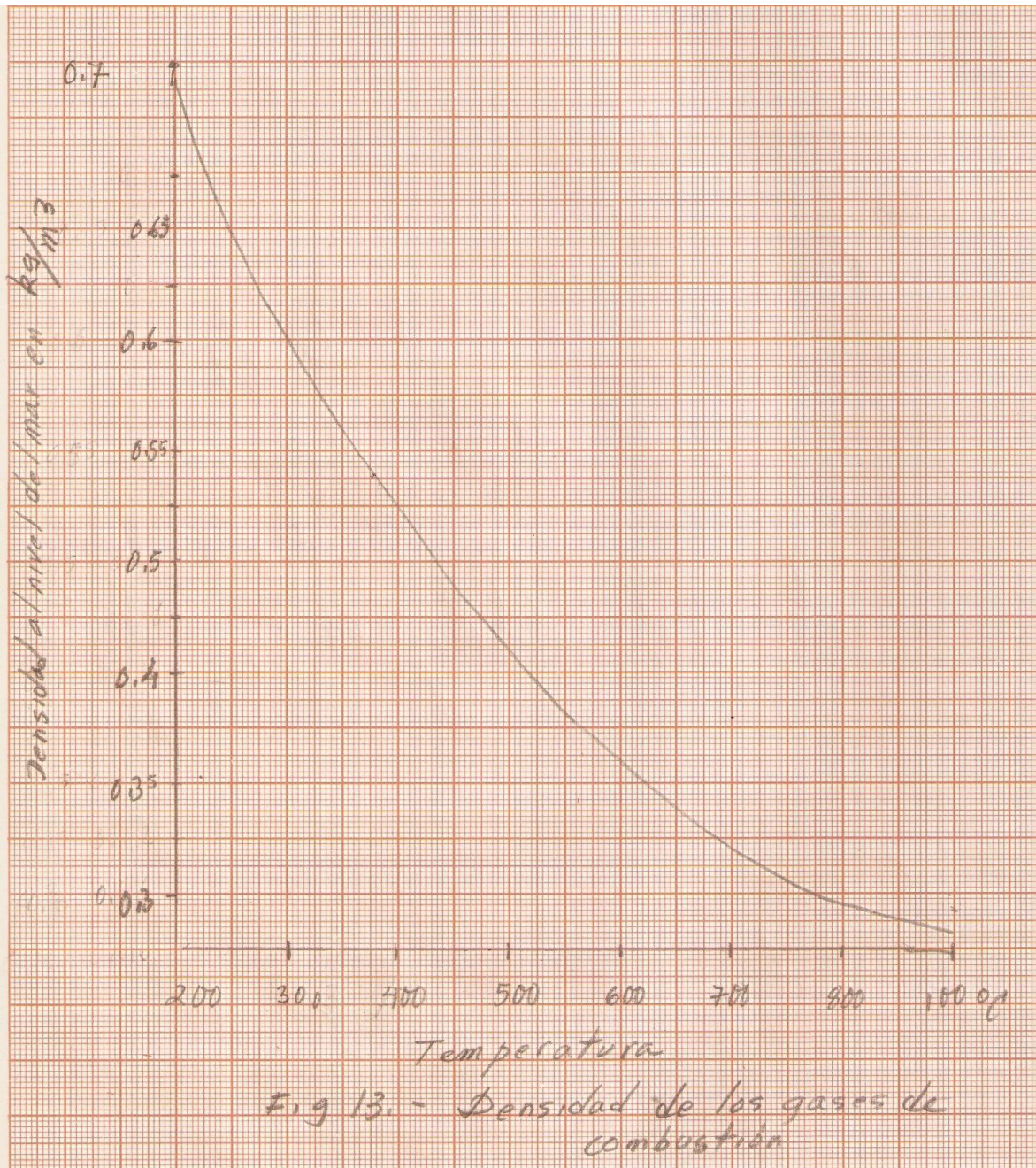


Fig. 13.- Densidad de los gases de combustión.

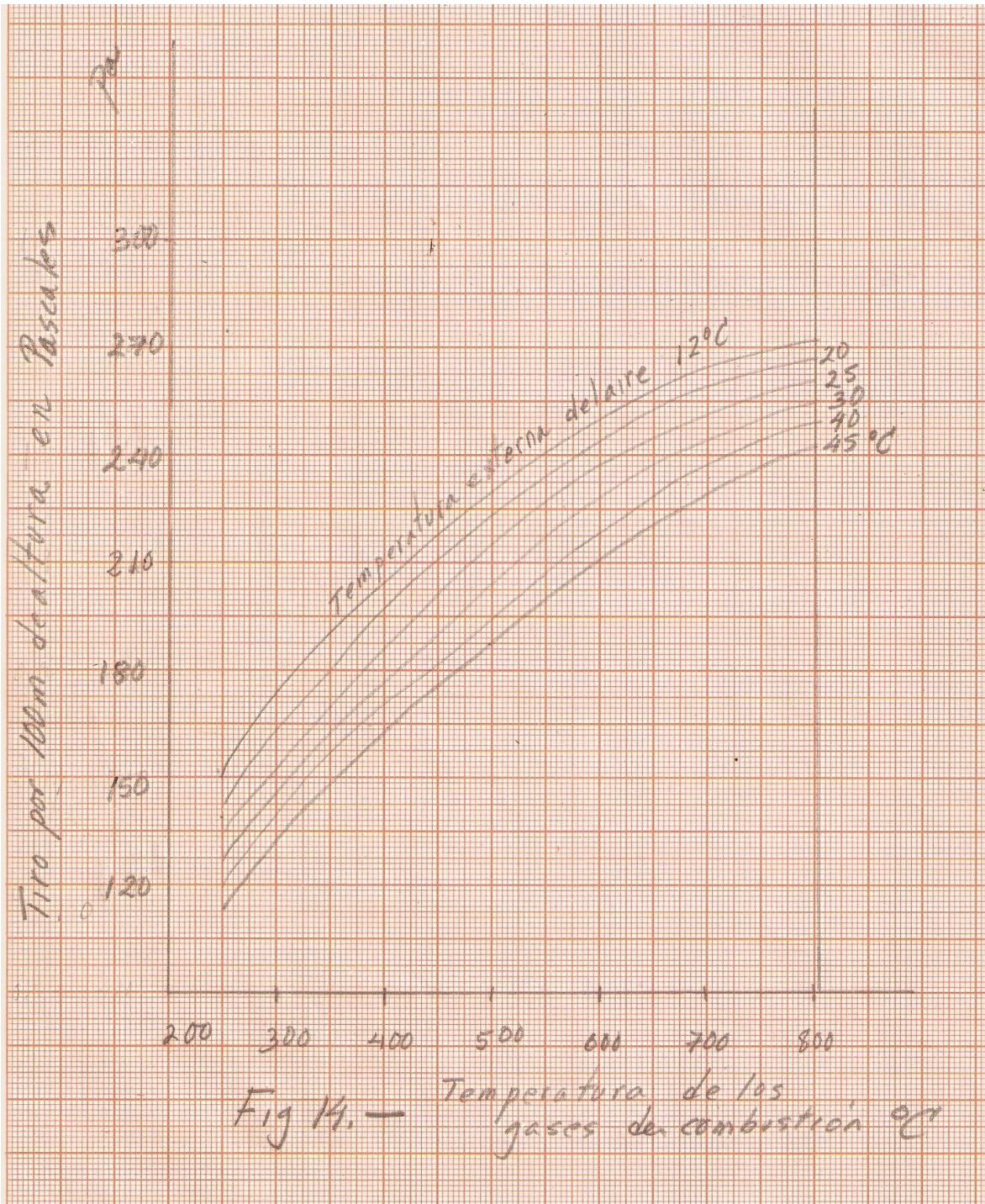


Fig. 14.- Temperatura de los gases de combustión y tiro de chimenea.

Capítulo XII

Transmisión de calor solar y calentadores solares



Introducción.

El Sol es una estrella común y corriente. Esto quiere decir que en el Universo existen millones de estrellas como ésta. Sin embargo, aquéllas se localizan a miles de millones de kilómetros de nuestro planeta y por esta razón, para nosotros no son más que débiles puntos de luz en el firmamento. La estrella más cercana a la Tierra es el Sol, que se encuentra a 149 450 000 km de distancia; nuestra estrella tiene un diámetro de 1 391 000 km, aunque para nosotros no es más que un plato amarillo de unos cuantos centímetros de diámetro. Tiene una masa de 2×10^{30} kilogramos (un dos con treinta ceros), cifra difícil de imaginar para nosotros, que estamos acostumbrados a las masas de los objetos terrestres, pero es 333 veces más pesado que la Tierra.

El núcleo del Sol tiene una temperatura de 15 millones de grados Celsius y ésta va disminuyendo hasta llegar a la superficie solar, donde la temperatura promedio es de 5 770°C, más que suficiente para derretir un automóvil.

En el interior del Sol, como en todas las estrellas, se llevan a cabo reacciones de fusión nuclear. En este tipo de reacciones se unen los núcleos de átomos ligeros, como el hidrógeno y el helio, para formar átomos más pesados y en el proceso se liberan grandes cantidades de energía; la energía que nos envía el Sol es, por lo tanto, de origen nuclear. Dos núcleos de deuterio (isótopo del hidrógeno) se fusionan y transforman en helio; los núcleos de helio, en carbono, y así sucesivamente hasta constituir elementos cada vez más pesados. Actualmente, el Sol está compuesto de 73.46% de hidrógeno y 24.85% de helio (el resto son elementos más pesados).

Durante las reacciones nucleares, parte de la masa de las partículas que intervienen se convierte en energía, la cual se puede calcular empleando la fórmula de Einstein:

$$E=mc^2$$

Donde E equivale a la energía, m a la masa y c a la velocidad de la luz, que es igual a 300 000 km/s.

De esta forma, el Sol irradia la energía proveniente de la fusión de los núcleos atómicos que lo componen y como lo hace en todas direcciones, una parte nos llega a la Tierra. El Sol existe desde hace 4 600 millones de años y se cree que seguirá *viviendo* durante un periodo similar; por lo tanto, para cualquier fin práctico, el Sol es una fuente inagotable de energía.

La radiación que emite el Sol en todas direcciones, producto de las reacciones nucleares, corresponde a una parte del llamado espectro electromagnético. Cada cuerpo, según sus características intrínsecas, emite un patrón de radiación electromagnética (una forma de radiación característica) que puede identificarse en el espectro electromagnético. En la figura pueden apreciarse las diferentes formas de radiación electromagnética, que dependen de la cantidad de energía que ésta posea. Para nosotros la más común es la luz visible, pero también los rayos X o los rayos infrarrojos constituyen otras formas de radiación electromagnética.

	ν	λ	E	
	10^{22}	10^{-13}	10^8	RAYOS GAMMA
			10^7	
			$10^6 = 1 \text{ MeV}$	RAYO X
	10^{18}	$10^{-10} \text{ 1A}^{\circ}$	10^5	
		10^{-9} 1nm	10^4	
			$10^3 = 1 \text{ kev}$	ULTRAVIOLETA
	10^{15}		10^2	
			1 ev	VISIBLE
			10^{-1}	INFRARROJO
1 THZ (terahertz)	10^{12}		10^{-2}	
		$10^{-3} = 1 \text{ mm}$	10^{-3}	
		$10^{-2} = 1 \text{ cm}$	10^{-4}	MICROONDAS
1 GHZ	10^9		10^{-5}	
(gigahertz)		$10^0 = 1 \text{ m}$	10^{-6}	Radar
			10^{-7}	
1 MHZ (megahertz)	10^6		10^{-8}	VHF (frecuencia ultra alta)
		$10^{-3} = 1 \text{ km}$	10^{-9}	VHF(Tv) FM (frecuencia muy alta)
			10^{-10}	Transmisión de radio
1 KHZ (kilohertz)	10^3		10^{-11}	RADIOFRECUENCIA
		$10^6 = 1 \text{ mm}$	10^{-12}	
			10^{-13}	
1 HZ	10^0		10^{-14}	
			10^{-15}	

Frecuencia (Hertz) Longitud de onda (metros) Energía (electrón-volts) Radiación

Espectro electromagnético.

La radiación electromagnética no es otra cosa que el tipo de partículas o de ondas (en el sentido físico) que nos llega de un cuerpo, en este caso del Sol. Los rayos del Sol están compuestos por diminutas partículas, llamadas fotones que viajan a la velocidad de la luz.

En 1905 Albert Einstein propuso una teoría corpuscular en la que señalaba que la luz estaba compuesta de paquetes de energía radiante llamados fotones, término acuñado

por G. N. Lewis en 1926. Posteriormente, varios experimentos demostraron que las partículas atómicas, incluidos los fotones, podían presentar patrones de interferencia y difracción, características que corresponden a una onda y no a una partícula. Sin embargo, ¿la luz está compuesta de ondas o de partículas? A finales de la década de los veinte la respuesta la dio la mecánica cuántica, teoría que señala que la luz tiene manifestaciones de partícula y de onda, es decir, tiene una naturaleza dual, de dos; no se pueden excluir ambos conceptos. La luz se comporta como onda o como partícula, según el instrumento que se use para analizarla.

El tipo de radiación electromagnética dependerá de las características físicas que posean los fotones. La energía contenida en los rayos del Sol se calcula a partir de la fórmula de Planck:

$$E = h\nu,$$

Donde E es la energía de los fotones, h es la constante de Planck, que equivale a 6.625×10^{-34} Js, y la letra griega ν es la frecuencia a la que oscilan los fotones o la frecuencia de las ondas de luz.

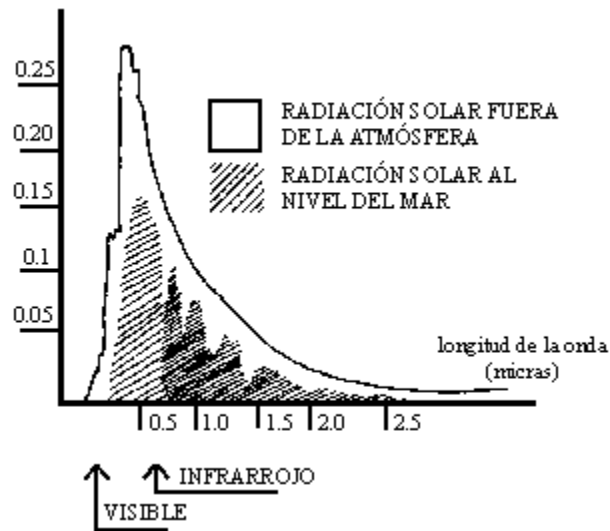
De esta fórmula se desprende que hay fotones que poseen gran cantidad de energía (como los rayos gamma) y otros que son menos energéticos (los rayos infrarrojos, por ejemplo). Esto se traduce en que hay fotones que ni siquiera pueden atravesar la atmósfera terrestre, mientras que otros cruzan los tejidos blandos del cuerpo y chocan únicamente con los huesos: estos últimos constituyen los rayos X, que se utilizan para tomar radiografías.

Una característica común que comparten todos los fotones es que viajan a una velocidad constante en el vacío: a la velocidad de la luz, que es la más alta que existe en el Universo. Una propiedad curiosa de estas partículas es que un fotón en reposo tiene una masa igual a cero.

A pesar de que la velocidad de la luz es muy grande, un rayo del Sol tarda aproximadamente ocho minutos en llegar a la Tierra. En la vida cotidiana, sin embargo, la luz de un foco parece que nos llega instantáneamente. (Por ejemplo, la luz de un foco colocado a 1 m de distancia, tarda 0.33×10^{-8} s.)

Los rayos que provienen del Sol traen consigo fotones de características diferentes (rayos gamma, rayos ultravioleta, luz visible, rayos infrarrojos y ondas de radio) y estos constituyen el espectro del Sol.

En la figura puede apreciarse cómo gran parte de la radiación solar (el 90% aproximadamente) está constituida por rayos infrarrojos y luz visible.

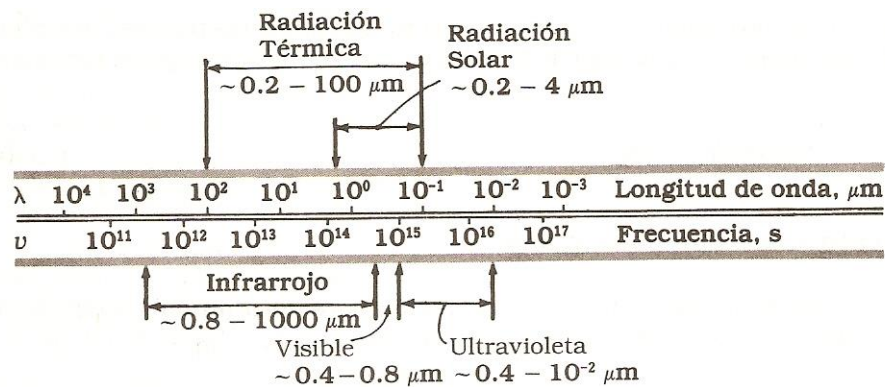


Espectro del Sol. Fuera de la atmósfera, la radiación solar está constituida por 7% de rayos ultravioleta, 47% de radiación visible y 46% de rayos infrarrojos. En la superficie, en condiciones ideales (cielo despejado y a nivel del mar) los porcentajes son: 4% de ultravioleta, 46% de visible y 50% de infrarroja. La curva corresponde a la radiación de cuerpo negro a aproximadamente 6 000° K.

En resumen, el sol es la estrella de nuestro sistema planetario, produce su energía por medio de una reacción de fusión. Una parte pequeñísima de esa energía llega a la Tierra después de atravesar 250 millones de kilómetros de espacio interestelar.

El Sol tiene una masa 334000 veces mayor que la Tierra y su diámetro es de 1.39×10^6 km. El flujo medio de energía solar que incide en la franja exterior de la atmósfera terrestre es de 1353 W/m^2 , $1.94 \text{ cal /min cm}^2$, $1.94 \text{ langley /min}$ o $428 \text{ BTU /ft}^2\text{h}$. A esto se le llama la constante solar I_{cs} .

La energía solar se encuentra distribuida según determinados valores de longitud de onda. El 7% de esa energía está en el ultravioleta, 47.29% en el espectro visible y 45.71 en el infrarrojo.

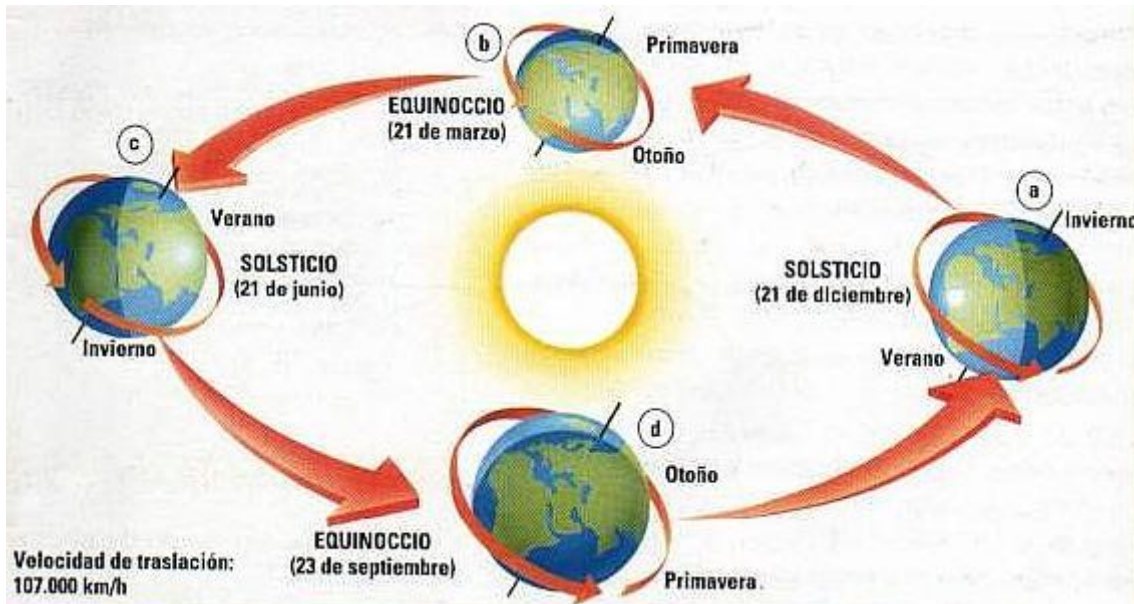


La Tierra gira alrededor del Sol en un movimiento que se denomina traslación y que realiza durante un año. La trayectoria que describe nuestro planeta es una elipse que se acerca a una trayectoria circular; el Sol se encuentra en uno de los dos centros de esta elipse, denominados focos. El movimiento de la Tierra y de la mayor parte de los planetas tiene lugar en un plano, llamado eclíptica. Como el Sol está en uno de los focos de la elipse, nuestro planeta está más cerca del Sol en una época y más lejos en otra. La Tierra alcanza su máxima aproximación al Sol cuando se encuentra a 1.45×10^8 km, posición llamada perihelio, a la que llega hacia el 4 de enero de cada año.

A partir de ese punto se va alejando del Sol, hasta que, hacia el 5 de julio de cada año, alcanza la posición más separada, su afelio, a 1.54×10^8 km de distancia. Pero nuestro planeta no sólo se mueve alrededor del Sol, sino que gira en torno a un eje imaginario, en un movimiento que se llama rotación. El eje de rotación de la Tierra no es perpendicular al plano de la eclíptica, sino que forma un ángulo de 23.45° .

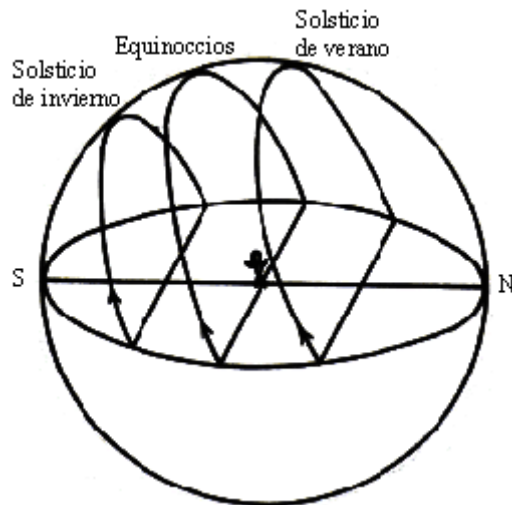
Si medimos el ángulo que forman los trópicos de Cáncer y de Capricornio con respecto al ecuador, desde el centro de la Tierra, el primero será de $+23.45^\circ$ y el segundo de -23.45° . Esta inclinación del eje de la Tierra con respecto al plano de la eclíptica es lo que ocasiona fundamentalmente las estaciones y, por lo tanto, la cantidad de radiación que recibimos del Sol, en cada caso.

En el solsticio de invierno, el 21 de diciembre⁴, los rayos solares llegan al Hemisferio Norte durante menos tiempo, porque es el día más corto del año, y el Sol se encuentra al mediodía en el punto más bajo del cielo; en consecuencia, en el día el soleamiento es mínimo. En el Hemisferio Sur ocurre lo contrario. Posteriormente, el 21 de marzo, en el equinoccio de primavera, cuando el día y la noche duran lo mismo, el soleamiento es igual en ambos hemisferios y el Sol al mediodía cae verticalmente sobre el ecuador, pero el eje de rotación de la Tierra forma un ángulo de 23.45° con respecto a la perpendicular del plano de la eclíptica y, por lo tanto, este plano imaginario corta a la Tierra formando un ángulo también de 23.45° respecto al ecuador. En el solsticio de verano, que ocurre el 22 de junio, los rayos solares llegan al Hemisferio Norte durante más tiempo, porque es el día más largo del año y el Sol alcanza el punto más alto en el cielo; éste es el caso México. Por lo tanto, en el Hemisferio Norte en ese día ocurre el soleamiento máximo. En el Hemisferio Sur ocurre lo opuesto. Finalmente, el 22 o 23 de septiembre, en el equinoccio de otoño, se repite la misma situación que en el equinoccio de primavera, día y noche duran lo mismo en ambos hemisferios y el soleamiento es intermedio entre los puntos máximo y mínimo (solsticios de verano e invierno en el Hemisferio Norte, o al contrario en el Sur) y el eje de la Tierra forma un ángulo de -23.45° con respecto al ecuador. En la figura se muestra en forma gráfica cada uno de los cuatro casos.



Radiación solar durante los solsticios y los equinoccios.

Para comprender mejor cómo llegan los rayos solares en los equinoccios y los solsticios, en la figura siguiente se muestra la trayectoria aparente del Sol en las cuatro situaciones, vista desde la latitud de la ciudad de México o de Colima.



Trayectoria del Sol desde una latitud de 16° N como la de la ciudad de México o la de Colima, durante los solsticios y los equinoccios. (Tomado de: Everardo Hernández *et al.*, *Atlas de la República Mexicana*, Universidad Veracruzana, 1991.)

Cuando los rayos de Sol llegan perpendicularmente a una superficie es cuando puede aprovecharse la mayor cantidad de radiación; por eso, la cantidad de radiación que recibe nuestro planeta depende de la inclinación de los rayos solares.

La radiación que llega a la Tierra es variable y dichos cambios deben conocerse para saber la cantidad de radiación que puede aprovecharse en cada lugar del planeta. En otras palabras, la radiación solar no es constante sino que cambia según las estaciones del año, las condiciones atmosféricas y la latitud de cada región.

Pese a lo anterior, para todo fin práctico se considera que en el límite superior de nuestra atmósfera llega una cantidad de radiación promedio por unidad de tiempo por cada m^2 , que se denomina constante solar. El valor de esta constante es igual a 1367 watts/m^2 . Esto quiere decir que en el borde de la atmósfera, a cada m^2 le llegan 1367 watts de potencia solar. Si consideramos la mitad de la superficie de la Tierra (debido a la noche) se tendría una energía de $1.7 \times 10^{17} \text{ watts-hora}$ cada 60 minutos de Sol, cantidad muy superior a la energía eléctrica que se genera en todo el mundo a lo largo de un año ($7 \times 10^{15} \text{ Wh}$). Sin embargo, la atmósfera y la eficiencia de los sistemas solares ocasionan que esta cantidad sea mucho menor ($2.16 \times 10^{20} \text{ Wh/año}$).

La Tierra tiene una atmósfera cuyo límite se fija convencionalmente a 2000 km de altura sobre la superficie y está compuesta de las siguientes capas: troposfera, estratosfera, ionosfera y exosfera. Ésta funciona como un gran invernadero, que guarda parte del calor proveniente del Sol; el efecto de invernadero permite que la temperatura terrestre no sea la de un témpano de hielo. Sin embargo, el efecto invernadero también puede provocar un calentamiento global del planeta, lo cual ocasionaría daños ecológicos. Para entenderlo se debe mencionar que cuando la radiación llega a un objeto, éste la absorbe y a su vez emite una radiación en forma de ondas electromagnéticas que no necesariamente tiene la misma longitud de onda.

El sol irradia como un cuerpo negro a 5762 K . No toda la radiación solar que intercepta la Tierra llega a la superficie de la misma, aún en condiciones de cielo despejado, ya que parte se absorbe por el polvo y las nubes y ciertos gases como el vapor de agua, el CO_2 , el metano, etc. Y parte se refleja y sale de nuevo al espacio y parte se dispersa en la atmósfera.

El Sol emite una radiación caracterizada por el espectro solar. Esa radiación es absorbida por el sistema atmósfera-Tierra. Dicho sistema atmósfera-Tierra se calienta y a su vez emite una radiación de características diferentes a la absorbida.

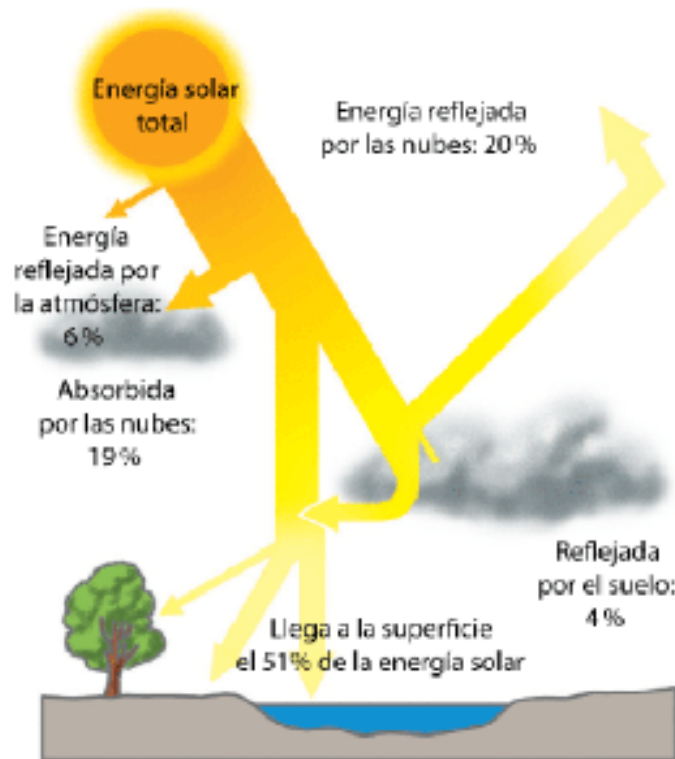
A pequeña escala, si los rayos solares llegan a un invernadero, el vidrio o los vidrios dejan pasar la longitud de onda corta, y el suelo y las plantas absorben esa radiación, pero, a su vez, emiten una radiación de longitud de onda larga. Esta radiación de onda larga no puede salir porque el vidrio no deja pasar esa radiación. Así, como el calor no puede salir se eleva la temperatura en el interior del invernadero. En nuestra atmósfera ocurre un efecto similar.

Para saber cuál es la cantidad de radiación que llega a la superficie de nuestro planeta y no sólo a la frontera de la atmósfera, debe hacerse un análisis global de los diferentes procesos físicos y químicos que tienen lugar desde que la radiación solar atraviesa la atmósfera hasta que llega a la superficie terrestre. Este proceso global se llama balance energético de la radiación solar.

Hacer un balance preciso de la radiación solar resulta una tarea compleja. Hasta ahora sólo se han hecho aproximaciones. Por otro lado, la radiación solar que recibe cada punto de la Tierra varía, dependiendo de la radiación directa y difusa que reciba. Por ello, hablar de un balance global resulta una aproximación de la radiación promedio anual que recibe la superficie terrestre, aunque permite darse una idea de lo que sucede.

Solamente 47% de la radiación solar que absorbe nuestra atmósfera llega a la superficie terrestre; 31% directa y 16% indirectamente, como radiación que se difunde en la atmósfera y se denomina, por ello, radiación difusa.

Por otro lado, la radiación solar que se desaprovecha se divide en los siguientes porcentajes: 28% se va al espacio exterior por reflexión en la capa superior de la atmósfera, 6% se pierde por difusión de aerosoles, 7 % se refleja en el suelo terrestre y 17% lo absorben las distintas capas de la atmósfera. La suma de estas pérdidas da un total de 53 por ciento

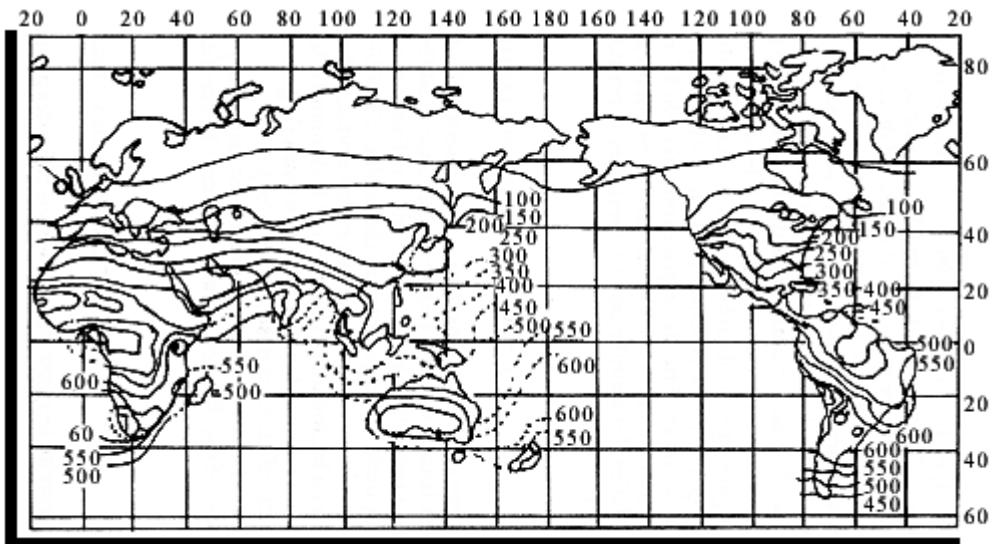


. Balance energético de la radiación solar para longitudes de onda corta ($< 4 \mu\text{m}$).

Por lo tanto, en los diferentes dispositivos solares se puede aprovechar, en promedio, 47% de la radiación que llega fuera de la atmósfera. Pero esto sólo ocurre con la radiación solar de onda corta (menor de 4 micrómetros). La Tierra absorbe esa radiación (47%), pero a su vez emite radiación de onda larga, tal y como ocurre en un invernadero. Posteriormente, de esa radiación de onda larga (mayor de 4 micrómetros) que emite nuestro planeta, 18% sale de la atmósfera. De esa manera, únicamente 29% ($47-18=29\%$) de la radiación total absorbida queda en nuestro planeta. En la figura anterior se muestra este balance energético.

El aprovechamiento de la energía solar se refiere a la conversión directa de la radiación solar en calor y en electricidad, llamadas conversión fototérmica y fotovoltaica, respectivamente. La energía solar es la causa indirecta de que pueda aprovecharse la energía que proporcionan las plantas y los animales, mejor conocida como biomasa. También al Sol se deben los movimientos de las diferentes masas de aire que ocasionan los vientos; así, la energía eólica o de los vientos es indirectamente energía solar. Además, el depósito de organismos que alguna vez estuvieron vivos en las capas de la corteza terrestre no es otra cosa que los componentes del petróleo y el carbón. De esa manera, los combustibles fósiles son también indirectamente producto de la energía solar. Finalmente, la energía hidroeléctrica proviene de una enorme máquina térmica, cuyo combustible es precisamente la energía solar. Cuando los rayos del Sol calientan el agua de la Tierra se produce vapor de agua; éste se eleva formando nubes; ahí, el vapor de agua se condensa y se precipita, lo que aumenta el nivel de agua de, por ejemplo, una presa.

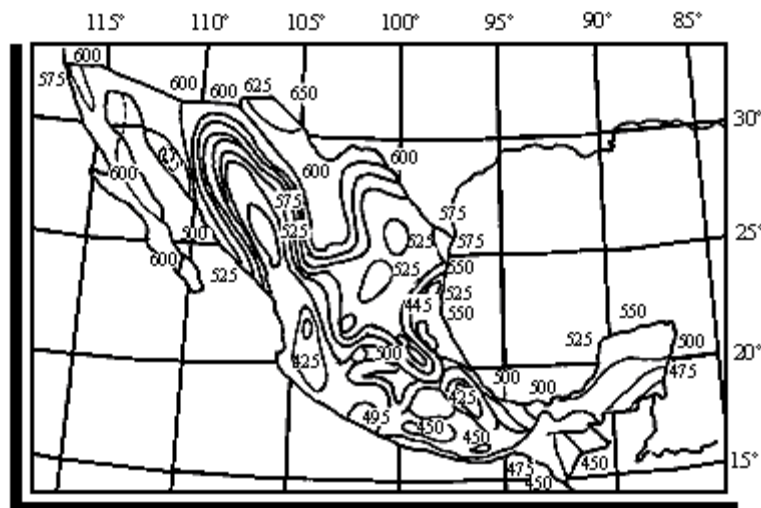
Como se mencionó antes, los movimientos de rotación y traslación de la Tierra hacen que varíe la cantidad de radiación que recibe el planeta. Así, para conocer la radiación por unidad de tiempo por unidad de superficie que recibe un lugar determinado de la Tierra, deben conocerse varios parámetros como la latitud y la longitud geográficas, la altura sobre el nivel del mar, la concentración de vapor de agua y la concentración de bióxido de carbono en la atmósfera. La medición de estas variaciones ha permitido hacer un mapa mundial de la radiación mensual que reciben diferentes lugares de la Tierra. Por ejemplo, la latitud y la longitud de Ciudad Universitaria en el Distrito Federal, es $19^{\circ}20'$ Norte y $99^{\circ}11'$ Oeste y el promedio de radiación anual por día en el año de 1966 fue de 5.278 kWh/m^2 . Esto quiere decir que en promedio cada m^2 de Ciudad Universitaria recibió ese año 5.278 kWh por día. Si esa energía pudiera aprovecharse sería suficiente para satisfacer el consumo de electricidad de un departamento común.



Radiación en cal/cm²/día

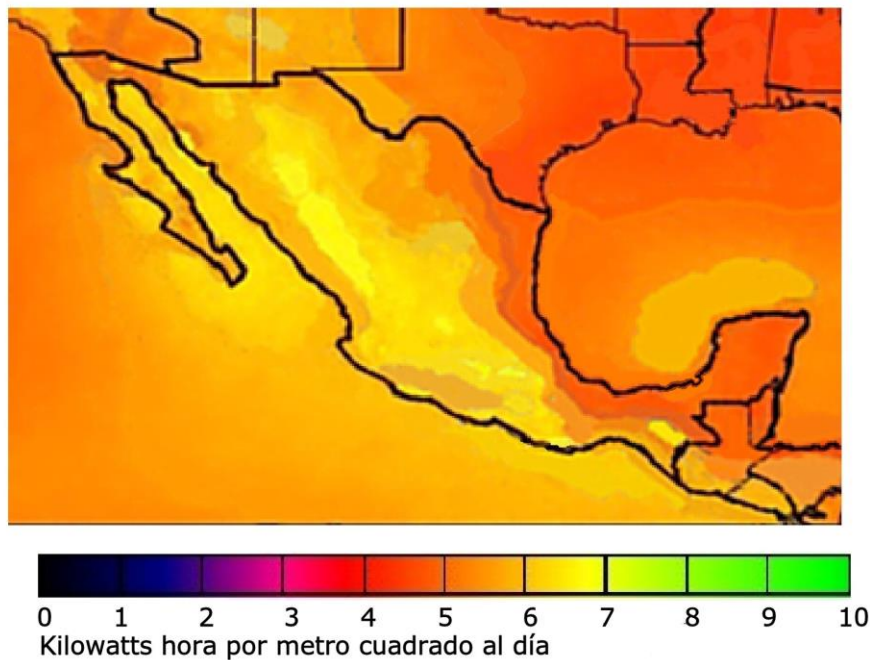
Radiación total mundial (durante el mes de julio de 1966.) (Tomado y adaptado del *Solar Energy*, Universidad de Wisconsin, julio, 1966.)

En las figuras siguientes se muestra un mapa de soleamiento o insolación para la República Mexicana y cada una de las líneas corresponde a los lugares que reciben la misma cantidad de radiación. Como puede apreciarse, los estados de Sonora y Baja California son los que reciben anualmente mayor cantidad de Sol. Por otro lado, cabe señalar que la ciudad de México se encuentra entre las cinco ciudades del mundo que reciben mayor cantidad de radiación solar.



Radiación solar en la República Mexicana. (Tomado y adaptado de *Alternativas Energéticas*, Alonso C., A y Rodríguez V., L; datos de Galindo, I. Y Chávez A.)

INSOLACIÓN ANUAL



La radiación solar es atenuada por la atmósfera. A mayor longitud de trayectoria de los rayos (mayor masa de aire) que tienen que atravesar los rayos, menor será la cantidad de radiación que llegue a la superficie. A nivel del mar y si la trayectoria es vertical se tiene una masa de aire $M=1$

La masa de aire será superior a uno si el sol no está en el cenit, además hay que tener en cuenta la curvatura de la Tierra, así que:

$$M = \left[1.229 + (614 \operatorname{sen} \alpha)^2 \right]^{0.5} - 614 \alpha$$

Siendo α la altura del sol en grados. Si la presión barométrica difiere de la presión atmosférica al nivel del mar P_o , entonces:

$$M = \left\{ \left[1.229 + (614 \operatorname{sen} \alpha)^2 \right]^{0.5} - 614 \alpha \right\} \frac{P}{P_o}$$

De acuerdo con lo anterior una masa de aire igual a cero corresponde a la radiación extraterrestre.

La radiación directa es aquella que no sufre cambios en su dirección. La radiación difusa es la que sufre dispersión en la atmósfera y no tiene una dirección única preferente. La radiación total es la suma de las componentes directa y difusa.

Si I_b es la radiación directa y I_o es la extraterrestre, la transmitancia atmosférica sería:

$\tau = \frac{I_b}{I_o}$, esa transmitancia se puede calcular en una atmósfera libre de contaminación como:

$$\tau = \left(e^{-0.65M} + e^{-0.095M} \right)$$

La radiación que realmente llega a un lugar depende del clima y la estación, así como de la latitud, por lo que es necesario medirla con aparatos especiales tales como los piranómetros, los pirheliómetros o los heliógrafos.

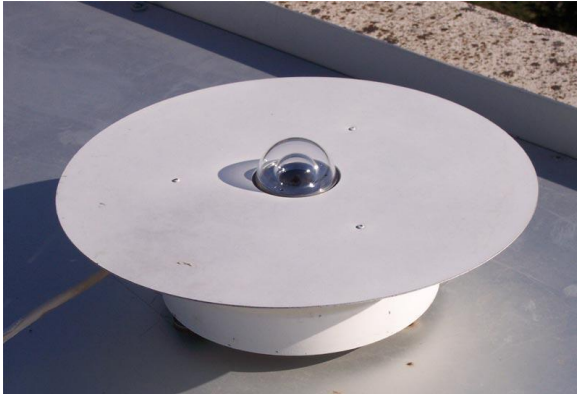


Fig. Piranómetro, pirheliómetro y heliógrafo mensual promedio.



En ausencia de datos experimentales se puede utilizar los mapas de radiación. Una unidad muy utilizada para medir la radiación solar es el langley (la)

$$1 \text{ la} = 4.186 \frac{J}{\text{cm}^2}$$

Para calcular la radiación solar incidente sobre una superficie es necesario conocer la posición de esa superficie, la hora del día y la estación del año.

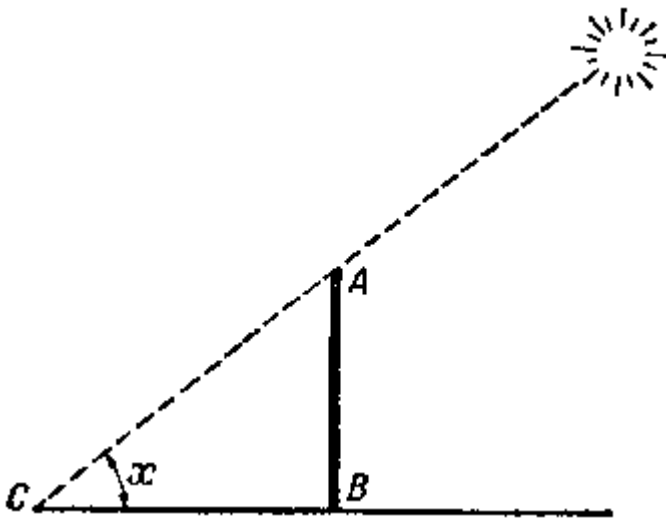
El total de energía solar que llega a la tierra es enorme. Los EE.UU., por ejemplo, reciben anualmente alrededor de 1500 veces sus demandas de energía total. En un día de verano, la energía que llega al tejado de una casa de tipo medio sería más que suficiente para satisfacer las necesidades de energía de esa casa por todo el día. La disponibilidad de energía solar depende también del clima del lugar por lo que es necesario tener en cuenta el registro de la insolación media que llega a un lugar determinado. Afortunadamente existen mapas de radiación mensual promedio y anual

media para casi todos los lugares del mundo. En promedio a la nación mexicana le llegan $400 \frac{\text{calorias}}{\text{cm}^2 \text{ día}}$

México es un país con alta incidencia de energía solar en la mayoría de su territorio; la zona norte es de las más soleadas del mundo.

Para el diseño de aparatos capaces de captar la energía solar es necesario familiarizarnos con los términos utilizados en relación con la energía radiante. Algunos de esos términos son:

Altura del sol, es el ángulo entre el rayo de sol y una superficie horizontal en un punto particular de la Tierra. La altura del sol varía durante el día, el lugar de la Tierra y la estación del año.



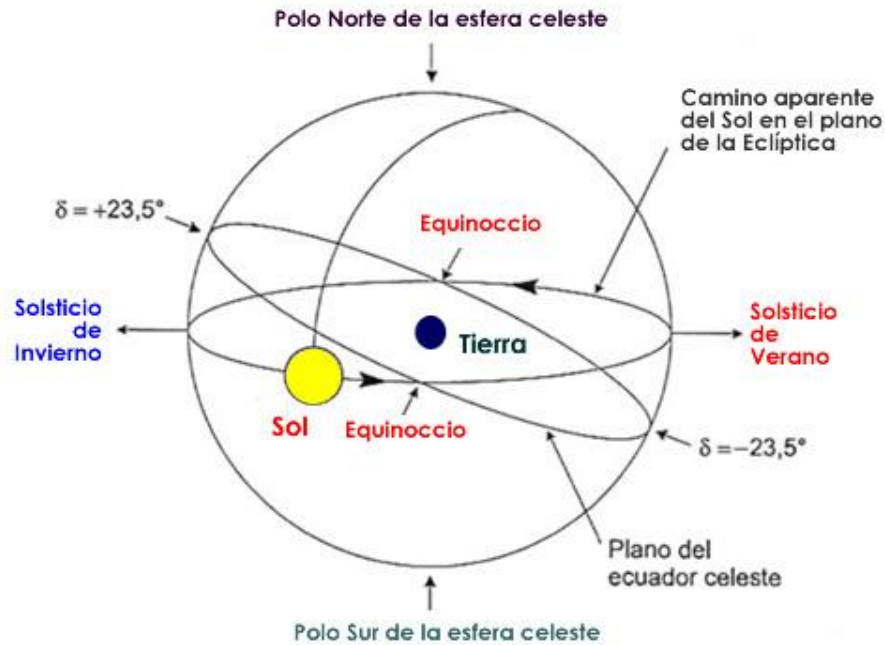
La altura se puede calcular por:
 $\text{sen } \alpha = \cos \phi \cos \delta \cos w + \text{sen } \phi \text{sen } \delta$

La declinación del sol, es el desplazamiento angular respecto al plano del ecuador terrestre, el valor varía entre 23.5 y -23.5 a lo largo del año y se puede calcular por:

$$\delta = 23.5 \text{sen} \left(360 \frac{284+n}{365} \right)$$

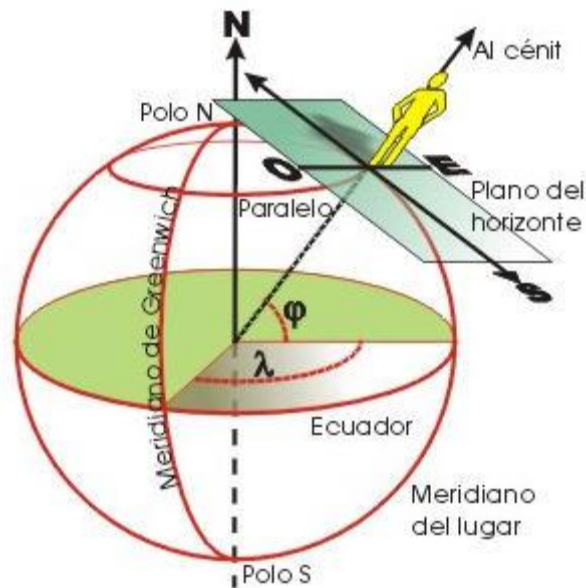
En donde n es el día del año.

La declinación es un índice del alejamiento que experimenta el sol hacia el norte o hacia el sur del ecuador.

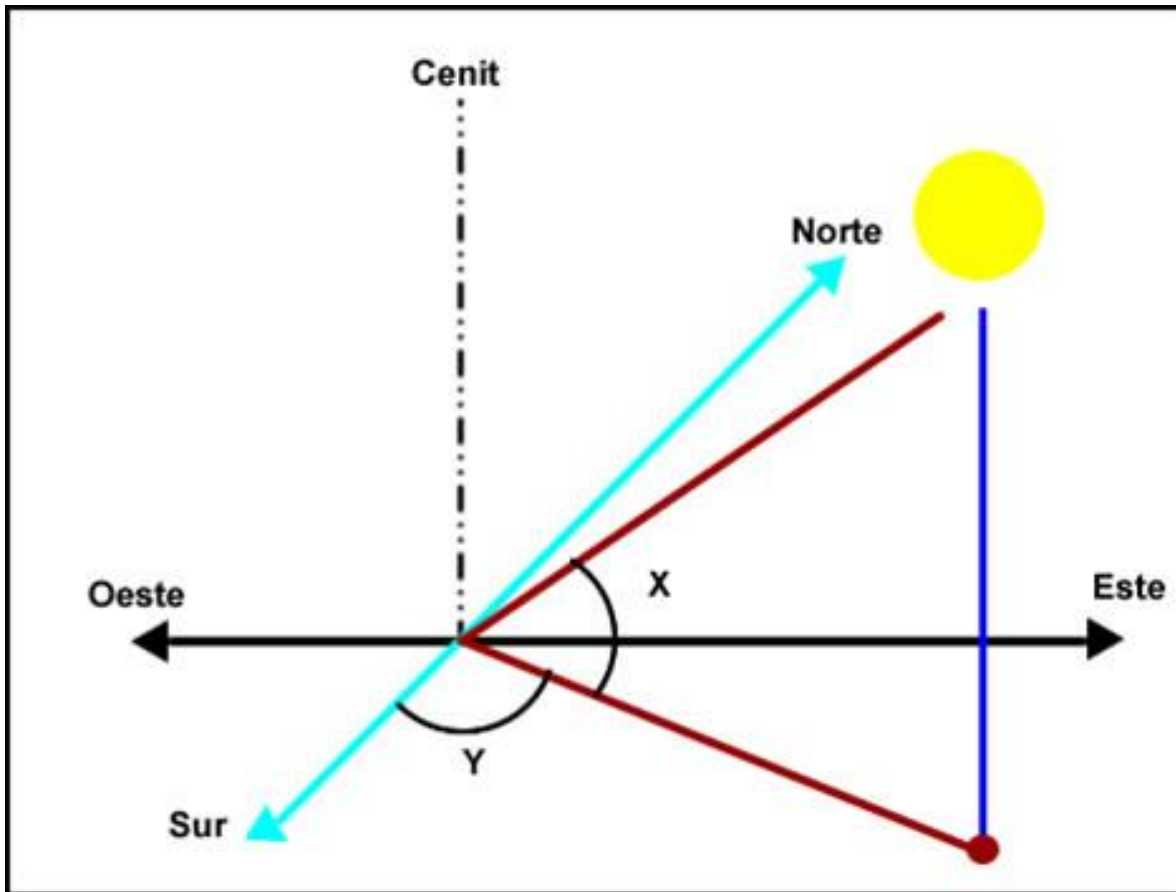


(c) Absoluter Profesional S.L.

La latitud de un lugar en la Tierra es su desplazamiento angular por encima o debajo del ecuador medido desde el centro de la Tierra. Es positivo al norte del ecuador y negativo abajo. Se mide por medio de paralelos.



El acimut del sol, es el ángulo que forma con la componente horizontal de un rayo de sol y una línea dirigida al sur en el hemisferio norte. Se mide por el desplazamiento angular al este o al oeste del sur en el plano horizontal.



Se mide por el desplazamiento angular al este o al oeste del sur en el plano horizontal. El acimut o azimut se puede calcular con:

$$\text{sen} Y = \cos \delta \text{ sen } w / \cos X$$

En donde w es el ángulo horario y δ la declinación del sol. Cenit, es la máxima altura que alcanza el sol en un día dado.

Angulo horario solar Es el desplazamiento angular del sol w respecto al mediodía. Una hora corresponde a $\frac{\pi}{12}$ radianes o a 15 grados de desplazamiento angular. Antes del mediodía el ángulo es positivo, después es negativo. A mediodía $w=0$ a las 11 $w=15$, a las 10 es 30 a las 13 horas $w=-15$.

Insolación. El número máximo de horas posibles de insolación se puede obtener por:

$$\cos w_{\max} = -\tan \phi \tan \delta$$

$$T_d = \frac{2}{15} w_{\max}$$

La longitud es el ángulo que el meridiano que pasa por el lugar hace con el meridiano de Greenwich. La longitud se mide al este o al oeste de ese meridiano central. Cabe apuntar que el tiempo solar difiere del tiempo oficial que indica un reloj. Ambos están relacionados entre sí por:

$$\text{Tiempo} \dots \text{solar} = \text{tiempo oficial} * E * 4(l_{\text{ref}} - l_{\text{loc}})$$

En donde E es la constante del tiempo que se obtiene de tablas, l_{ref} es la longitud del meridiano de referencia horaria oficial para la zona en cuestión y l_{loc} es la longitud del meridiano del lugar en grados oeste.

Ejemplo 1

Calcule los ángulos de altura y acimut a las 10 horas el 20 de enero en la ciudad de México.
Dato: La ciudad de México se encuentra a 19°30' N.

1.- Cálculos.

1.1.- Declinación

$$\delta = 23.45 \text{sen} \left(360 \times \frac{284 + n}{365} \right)$$

n=20

$$\delta = 23.45 \text{sen} \left(360 \times \frac{284 + 20}{365} \right) = -20.34^\circ$$

2.2.-Ángulo horario.

W = 30 ° a partir de las doce horas que es medio día con cada hora se mueve 15°.

2.3.-Altura

$$\text{sen} \alpha = \cos \phi \cos \delta \cos w + \text{sen} \phi \text{sen} \delta$$

$$\text{sen} \alpha = \cos(19.25) \cos(-20.34) \cos(30) + \text{sen}(19.5) \text{sen}(-20.34)$$

$$\alpha = 40.63^\circ$$

2.4.- Ángulo azimutal

$$\text{sen} \gamma = \cos \delta \text{sen} w / \cos \alpha$$

$$\text{sen} \gamma = \frac{\cos(-20.34) \text{sen}(30)}{\cos(40.63)}$$

$$\gamma = 38.15$$

4.- Resultados.

El sol a las 10 horas estará a una altura de 40.63 grados y 38.15 grados al este con respecto al sur.

Ejemplo 2.

¿A qué hora saldrá el sol el día 20 de enero en la ciudad de México?

Datos $\phi = 19.25^\circ$; $\delta = -20.34$

Cálculos.

1.1 .- Ángulo de altura

$$\text{sen} \alpha = \cos \phi \cos \delta \cos w + \text{sen} \phi \text{sen} \delta$$

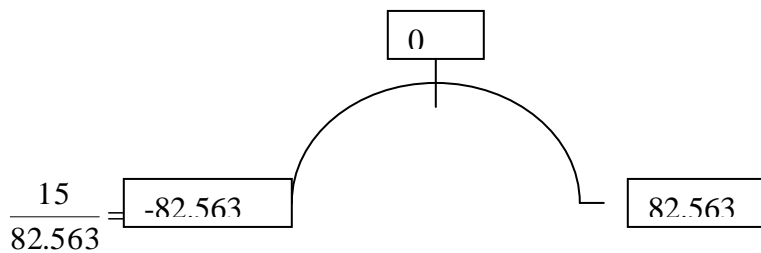
Si $\alpha = 0$

$$0 = \cos(19.25)\cos(-20.34)\cos w + \text{sen}(19.25)\text{sen}(-20.34)$$

$$w = 82.563$$

1.2.- Hora de salida del sol.

Cada hora es igual a 15 grados



% horas = 5.5042 hr

Tiempo de salida del sol = $12 - 5.5042 = 6.4958$ horas o 6 horas 29 min 44 segundos.

Hora de puesta de sol = $12 + 5.5042 = 17.5042$ o 17 horas 30 min 15 segundos.

Resultado.

El sol sale a las 6 horas 29 minutos 44s y se pondrá a las 17 horas 30 minutos y 15 segundos.

Ejemplo 3.

¿Cuál será la hora oficial de salida del sol y puesta de sol para el problema anterior?

Dato $E = -11$ min , $l_{ref} = 100$, $l_{loc} = 99.1$

Por lo tanto

$$6.4958 = T_{of} + (-11) + 4(100 - 99.1)$$

$T_{of} = 6$ horas 37 min 85 segundos.

Ejemplo 4.

Calcule el número máximo de horas de insolación que pueden darse en la ciudad de México el día 20 de enero.

Datos latitud $19^{\circ}30'$

Declinación -20.34°

¡.1.- Número máximo de horas

$$Td = \frac{2}{15} w_{\max}$$

$$\cos w_{\max} = -\tan \phi \tan \delta$$

$$\cos w_{\max} = -\tan(19.25) \tan(-20.34)$$

$$w_{\max} = 82.57$$

$$Td = \frac{2}{15}(82.57) = 11$$

2.- Resultado.

El número máximo de horas de sol esperado es de 11.

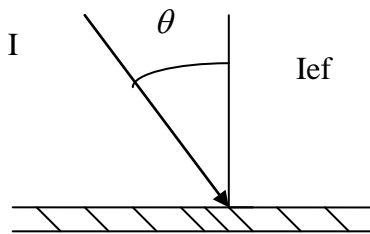
Radiación directa sobre una superficie

La cantidad de calor por radiación solar que llega a una superficie es I, pero sólo la componente perpendicular choca contra la superficie, por lo que la componente efectiva de la insolación es:

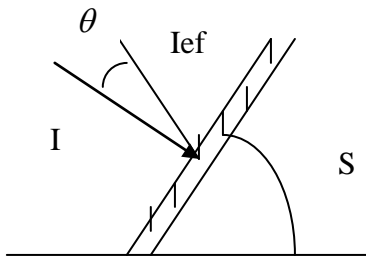
$$I_{ef} = I \cos \theta$$

En donde θ es el ángulo de incidencia

$$\cos \theta = \text{sen} \delta \text{ sen} \phi + \cos \delta \cos \phi \cos w$$



Si la superficie está inclinada en un ángulo S y orientada hacia el sur, θ



Es igual al ángulo acimutal para una superficie horizontal localizada en un lugar en el que la latitud es igual a $(\phi - S)$

$$\cos \theta = \text{sen} \delta \text{ sen}(\phi - S) + \cos \delta \cos(\phi - \beta) \cos w$$

$$\cos \theta = \text{sen} \delta \text{ sen}(\phi - S) + \cos \delta \cos(\phi - S) \cos w$$

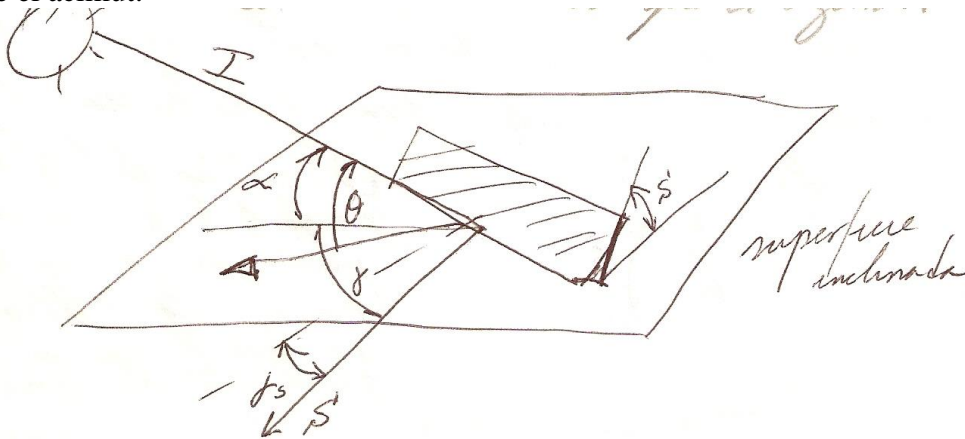
También se puede obtener el cociente de la radiación directa sobre un plano inclinado a la radiación directa sobre un plano horizontal.

$$R = \frac{\text{sen} \delta \text{ sen}(\phi - s) + \cos \delta \cos(\phi - S) \cos w}{\text{sen} \delta \text{ sen} \phi + \cos \delta \cos \phi \cos w}$$

Si una superficie inclinada en el hemisferio norte da frente a otra dirección distinta al sur, el ángulo de incidencia es:

$$\cos\theta = \cos(\gamma - a_w)\cos\alpha \operatorname{sen}S + \operatorname{sen}\alpha \cos\beta$$

En donde a_w = ángulo de la normal a la superficie de insolación, medida del mismo modo que el acimut.



Ejemplo 5.

Estime la magnitud de radiación directa que incide sobre un colector solar plano inclinado 20° hacia el sur y localizado al nivel del mar y a la latitud de 23.43° N el día 21 de junio a las 12 horas. Si la radiación es de $I = 943.2 \text{ W /m}^2$. Supóngase condiciones de cielo despejado.

1.- Planteamiento.

$$I = R I_d$$

$$I_d = I_o \tau$$

$$\tau = 0.5(e^{-0.65M} + e^{-0.095M})$$

$$M = \left(\left[1.229 + 614 \operatorname{sen}\alpha \right]^2 \right)^{0.5} - 614\alpha \frac{P}{P_o}$$

$$R = \frac{\operatorname{sen}\delta \operatorname{sen}(\phi - s) + \cos\delta \cos(\phi - S) \cos w}{\operatorname{sen}\delta \operatorname{sen}\phi + \cos\delta \cos\phi \cos w}$$

2.- Cálculos.

2.1.- A las 12 horas

$$\tau = 0.72$$

M=0

$$I_o = 1310 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$R = \frac{\text{sen}(23.43)\text{sen}(3.43) + \cos(23.43)\cos(3.43)}{\text{sen}(23.43)\text{sen}(23.43) + \cos(23.3)\cos(23.43)} = 0.939$$

$$I_d = 1310(0.72) = 943.2 \text{ W/m}^2$$

$$R = 0.939$$

$$I = 0.939(943.2) = 885.72 \text{ W/m}^2$$

Ejemplo 6.

Se tiene un colector solar orientado hacia el sur con un ángulo igual a 35° en un lugar en el que la latitud es de 25.67° N. Determinése el cociente R a las 12 del día 21 de junio y el cociente R el día 21 de diciembre.

1.- Planteamiento.

$$R = \frac{\text{sen}\delta \text{sen}(\phi - s) + \cos\delta \cos(\phi - S) \cos w}{\text{sen}\delta \text{sen}\phi + \cos\delta \cos\phi \cos w}$$

2.- Cálculos.

2.1.- R en junio

Para el 21 de junio $\delta = 23.43^\circ$

$$R = \frac{\text{sen}(23.43)\text{sen}(-9.33) + \cos(23.43)\cos(-9.33)}{\text{sen}(23.43)\text{sen}(25.67) + \cos(23.43)\cos(25.67)} = 0.843$$

2.2.- R en diciembre.

Para el 21 de diciembre $\delta = -23.43$

$$R = \frac{\text{sen}(-23.43)\text{sen}(-9.33) + \cos(-23.43)\cos(-9.33)}{\text{sen}(-23.43)\text{sen}(25.67) + \cos(-23.43)\cos(25.67)} = 1.481$$

Radiación diaria promedio sobre superficies inclinadas

Para calcular la radiación total diaria sobre una superficie inclinada a partir de los datos de radiación diaria promedio sobre un plano horizontal se debe tomar en cuenta la radiación solar incidente sobre el plano inclinado H_T , la cual está formada por tres partes: La radiación directa del Sol, la difusa procedente de la bóveda celeste, y la reflejada por el suelo sobre la superficie inclinada.. Es decir:

$$\bar{H}_T = I_{b,h} R_b + I_{d,h} R_d + (I_{bh} + I_{d,h}) R_r$$

Donde R_b , R_d y R_r , son respectivamente, los factores de conversión para las componentes de radiación directa, difusa y reflejada sobre la superficie inclinada.

$$R_b = \frac{\text{radiación directa diaria promedio en un mes sobre la superficie inclinada}}{\text{radiación directa diaria promedio en un mes sobre un plano horizontal}}$$

$$R_d = \frac{\text{radiación difusa diaria promedio en un mes sobre la superficie inclinada}}{\text{radiación difusa diaria promedio en un mes sobre un plano horizontal}}$$

$$Rr = \frac{\text{radiación reflejada diaria promedio en un mes sobre la superficie inclinada}}{\text{radiación global diaria promedio en un mes}}$$

El factor Rb es una función de la transmitancia de la atmósfera y depende de la nubosidad atmosférica, la concentración del vapor de agua y otras partículas la cual puede obtenerse como:

$$Rb = \frac{w_s' \text{sen} \delta \text{sen}(\phi - s) + \cos \delta \cos(\phi - S) \text{sen} w_s'}{w_s \text{sen} \delta \text{sen} \phi + \cos \delta \cos \phi \text{sen} w_s}$$

En donde w_s' es el valor mínimo de w_s o w_s^*

$$w_s' = \min\{w_s, \text{arc cos}[-\tan(\phi - S) \tan \delta]\}$$

Siendo:

$$w_s = \tan \phi \tan \delta \quad \text{y} \quad w_s^* = \tan(\phi - S) \tan \delta$$

La radiación difusa se puede calcular con:

$$Rd = \frac{1 + \cos S}{2}$$

La radiación reflejada se obtiene por:

$$Rr = \frac{1 - \cos S}{2} \rho$$

En donde ρ es el albedo que es la capacidad de reflejar que tiene una superficie.

Superficie	Albedo
Desierto	0.24-0.28
Campos	0.03-0.25
Bosque	0.03-0.1
Pasto	0.14-0.37
Suelo común	0.07-0.2
Moho	0.08-0.14
Arena seca	0.18-0.4
Arena húmeda	0.09-0.18
Hielo o nieve	0.46-0.86
Agua 5.5°	0.71
Agua 47°	0.02

Si H_G es la radiación global diaria entonces:

$$R = \frac{H_T}{H_G} = \left(1 - \frac{I_{d,h}}{H_G}\right) Rb + \frac{I_{d,h}}{H_G} Rd + Rr$$

o bien,

$$H_T = (H_G - I_{d,h}) Rb + I_{d,h} \frac{1 + \cos S}{2} + H_G \frac{1 - \cos S}{2} \rho$$

En donde $I_{d,h}$ es la radiación difusa sobre un plano horizontal

Liu y Jordan , así como Page, sugieren la siguiente expresión para evaluar el cociente $\frac{I_{d,h}}{H_G}$

$$\frac{I_{d,h}}{H_G} = 1.39 - 4.027K_T + 5.531K_T^2 - 3.108K_T^3 \quad (\text{Liu y Jordan})$$

$$\frac{I_{d,h}}{H_G} = 1.00 - 1.13K_T \quad (\text{Page})$$

en donde K_T es el cociente de la radiación global diaria promedio en un mes a la radiación extraterrestre diaria promedio sobre una superficie horizontal en el mismo mes. Es decir:

$$K_T = \frac{H_G}{H_0}$$

H_0 se obtiene de gráficas o de tablas. Y es dependiente de la latitud y del mes.

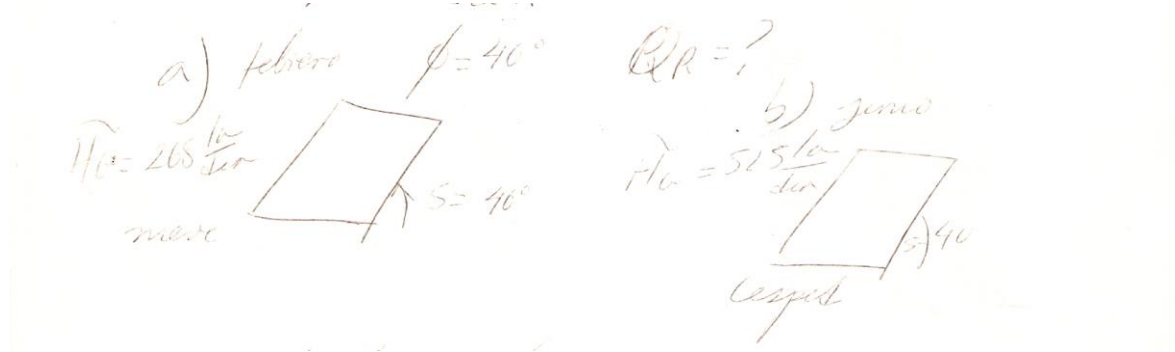
La radiación total diaria promedio en un mes para una superficie inclinada es:

$$H_T = R H_G = R K_T H_0$$

Ejemplo 7.

Calcule la radiación solar media total diaria que incide sobre un colector solar orientado al sur e inclinado 40° para los meses de febrero y junio para la latitud 40° . Se tiene el dato de que la insolación en febrero H_G es de 268 la/día y de 525 la /día en junio. En febrero hay nieve y en junio césped.

1.- Traducción.



a) febrero

$$\phi = 40^\circ$$

$H_G = 268 \text{ kWh/día}$, nieve

b) junio

$H_G = 525 \text{ kWh/día}$, césped.

2.- Planteamiento.

2.1.- Radiación

$$H_T = R K_T H_0$$

3.- Cálculos.

3.1.- Declinación
5 de febrero.

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen} \left(360 \times \frac{284 + 45}{365} \right) = -13.61$$

15 de junio

$$\delta = 22^\circ$$

2.2.- Índice de claridad

$$H_o \text{ en febrero} = 20 \frac{\text{kJm}^2}{\text{día}}$$

$$H_o \text{ en junio} = 41 \frac{\text{kJm}^2}{\text{día}}$$

$$K_{T,f} = \frac{11.218}{20} = 0.56$$

$$K_{T,j} = \frac{21.977}{41} = 0.536$$

3.3.- $\frac{I_{d,h}}{H_G}$

$$\frac{I_{d,h}}{H_G} \text{ en febrero} = 1.39 - (0.56)(4.027) + 5.531(0.56)^2 - 3.108(0.56)^3 = 0.36$$

$$\frac{I_{d,h}}{H_G} \text{ en junio} = 0.35$$

$$I_{d,h,f} = 4038 \frac{\text{kJ}}{\text{día m}^2} \text{ radiación difusa en febrero.}$$

$$I_{d,h,j} = 7692 \text{ radiación difusa en junio}$$

3.4., Ángulos

Máximo asoleamiento diario

$$\cos w_{s,f} = -\tan(40) \tan(-13.61) = 0.2031$$

$$w_s = 78.28^\circ = 1.36 \text{ rad}$$

$$\cos w_{s,j} = -\tan(40) \tan(22) = -0.3389$$

$$w_s = 109.80 = 1.91 \text{ rad}$$

$$\cos w_s^* = -\tan(0) \tan(-13.61) = 0 \text{ en febrero}$$

$$\cos w_s^* = 0 \text{ en junio ; } w_s^* = w_s$$

3. En febrero.

$$R_b = \frac{1.36 \operatorname{sen}(-13.61) \operatorname{sen}(0) + \cos(-13.61) \cos(0) \operatorname{sen} 78.28}{1.36 \operatorname{sen}(-13.61) \operatorname{sen} 40 + \cos(-13.61) \cos 40 \operatorname{sen} 78.28} = 1.81$$

Rb en junio

$$R_b = \frac{\cos(22) \operatorname{sen}(0) \operatorname{sen} 109.8}{1.91 \operatorname{sen} 22 \operatorname{sen} 40 + \cos 22 \cos 40 \operatorname{sen} 109.8} = 0.772$$

3.6.- Rd y Rr.

Rd en febrero y junio

$$R_d = \frac{1 + \cos 40}{2} = 0.883$$

Rr en febrero u junio

$$R_r = 1 - \frac{\cos 40}{2} = 0.116977$$

3.7. R en febrero

$$R = (1 - 0.36)1.81 + 0.36(0.883) + 0.116977(0.7) = 1.55816$$

R en junio

$$R = (1 - 0.35)0.772 + 0.35(0.883) + 0.116977(0.3) = 0.8459$$

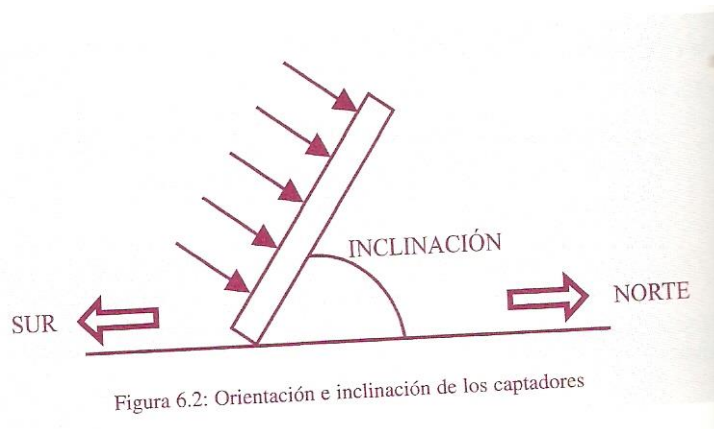
3.8.-H_T

$$H_T \text{ en febrero} = 1.55816(0.56)20000 = 17451 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{ día}}$$

$$H_T \text{ en junio} = 0.8459(0.536)(41000) = 18589 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{ día}}$$

Ejemplo 7.

Un colector solar de 80 cm de ancho por 120 de largo está inclinado 35° sobre la horizontal y orientado hacia el sur a la latitud de 25°. Estime la radiación solar incidente sobre el colector. Se estima que la radiación global en enero es de $1300 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{ día}} = 270 \frac{\text{cal}}{\text{cm}^2 \text{ día}}$ en Monterrey, México.



Planteamiento.

2.1.- Radiación

Radiación = H_T Ac

$H_T = R K_T H_o$

$$R = \frac{H_T}{H_G} = \left(1 - \frac{I_{d,h}}{H_G}\right) Rb + \frac{I_{d,h}}{H_G} Rd + Rr$$

$$Rb = \frac{w_s' \text{sen} \delta \text{sen}(\phi - s) + \cos \delta \cos(\phi - S) \text{sen} w_s'}{w_s \text{sen} \delta \text{sen} \phi + \cos \delta \cos \phi \text{sen} w_s}$$

$$\frac{I_{d,h}}{H_G} = 1.39 - 4.027K_T + 5.531K_T^2 - 3.108K_T^3$$

$$K_T = \frac{H_G}{H_o}$$

$$Rd = \frac{1 + \cos S}{2}$$

$$w_s' = \min\{w_s, \text{arc cos}[-\tan(\phi - S) \tan \delta]\}$$

$$\cos w_s = -\tan \phi \tan \delta$$

$$\cos w_s^* = -\tan(\phi - S) \tan \delta$$

$$\delta = 23.45 \text{sen} \left(360 \times \frac{384 + n}{365} \right)$$

3.- Cálculos.

3.1.- De gráfica o tabla

$H_o = 023.94 \frac{kJ}{m^2 \text{ día}}$ en enero a 25°

$$K_T = \frac{11.3}{23.9} = 0.47$$

3.2.- $\frac{I_{d,h}}{H_G}$

$$\frac{I_{d,h}}{H_G} = 1.39 - 4.027(0.47) + (5.531(0.47)^2 - 3.108(0.47)^3) = 0.4$$

$$I_{d,h} = (0.4)(11300) = 4520 \frac{kJ}{m^2 \text{ día}}$$

El 40% es radiación difusa.

3.3.- ángulos.

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen} \left(360 \times \frac{284+17}{365} \right) = -20.91$$

$$\cos w_s = -\tan(25) \tan(-20.91) = 0.18$$

$$w_s = 79.92^\circ = 1.39 \operatorname{rad}$$

$$\cos w_s^* = -\tan(-10) \tan(-20.91) = -0.07$$

$$w_s^* = 93.87^\circ = 1.64 \operatorname{rad}$$

$$w_s' = 79.72 \operatorname{arc} \cos(93.87)$$

$$w_s' = w_s = 1.39 \operatorname{rad} \text{ valor mínimo}$$

3.4:-Rb y Rd

$$Rb = \frac{1.39 \operatorname{sen}(-20.95) \operatorname{sen}(-10) + \cos(-20.95) \cos(-90) \operatorname{sen} 79.75}{1.39 \operatorname{sen}(-20.95) \operatorname{sen}(25) + \cos(-20.95) \cos(25) \operatorname{sen}(79.72)} = 1.39$$

$$Rd = \frac{1 + \cos(35)}{2}$$

3.5 R

$$R = (1-0.4)1.39 + 0.4(0.95315) + 0.09042(0.2) = 1.22$$

3.6.-H_T

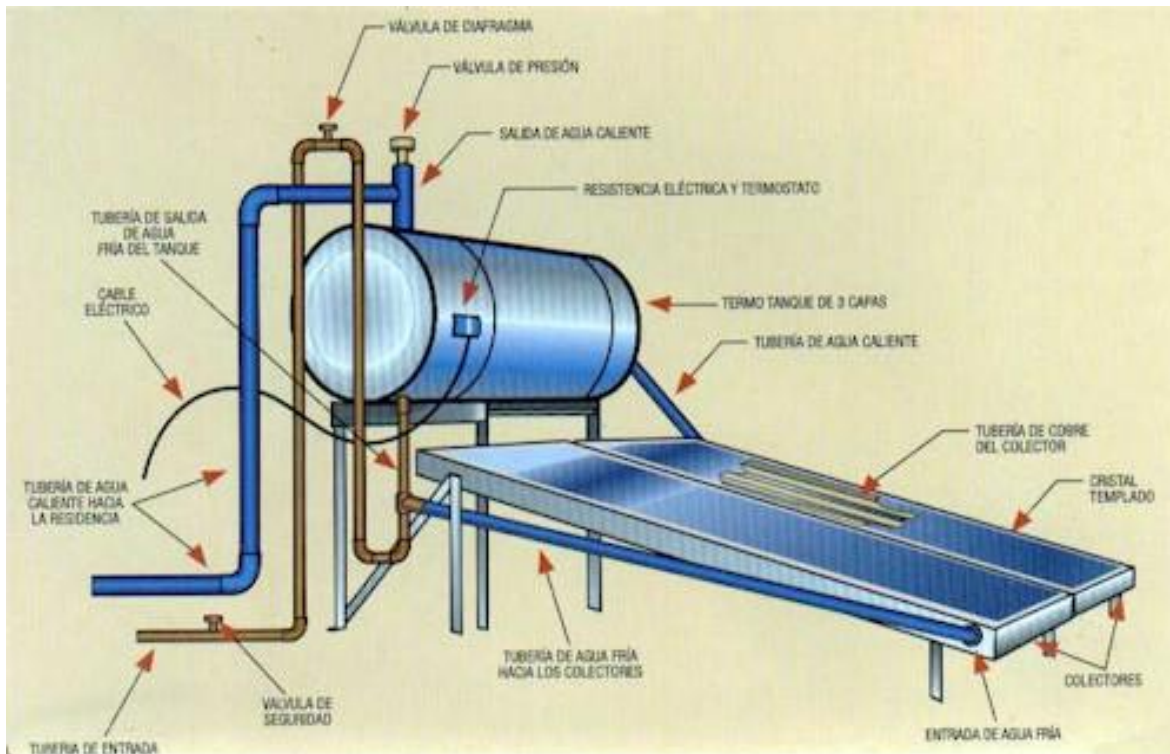
$$H_T = 1.22(0.47)(23900) = 13704 \frac{\operatorname{kJ}}{\operatorname{m}^2 \operatorname{día}}$$

3.7.-Radiación

$$Q_r = 13704(0.8 \times 1.2) = 13156 \frac{\operatorname{kJ}}{\operatorname{día}} = 3.65 \frac{\operatorname{kWh}}{\operatorname{día}}$$

Colectores de energía solar

.. COLECTORES PLANOS Y TUBULARES



El calor se transmite siempre de los cuerpos calientes a los fríos, y nunca de manera inversa. Existen tres formas de transmitir el calor: por radiación, por convección y por conducción.

Para comprender mejor las diferentes formas de transmisión del calor, veamos un ejemplo cotidiano. Si tomamos el Sol en la playa y pasan algunas horas observamos que nuestra piel se quemó; el Sol emite energía radiante compuesta de fotones u ondas electromagnéticas. Dicha radiación atraviesa la atmósfera y llega —en un día despejado al nivel del mar— a la superficie como 4% de rayos ultravioleta, 46% de radiación visible y 50% de rayos infrarrojos. Cualquier cuerpo al que le llegue radiación tiene la propiedad de absorberla, produciendo calor que a su vez ocasiona que se eleve la temperatura. Volviendo al caso de nuestro cuerpo, éste absorbe la radiación solar y una de las formas en que ésta se manifiesta es en los rayos ultravioleta que queman la piel. Si nos levantamos rápidamente, huyendo del calor excesivo, notaremos que una brisa nos refresca un poco. Los vientos se originan por las diferencias de temperatura que existen entre distintas capas de la atmósfera y por la rotación de la Tierra, y así se crean corrientes de aire llamadas de convección, a través de las cuales el calor se distribuye en la atmósfera terrestre. La transmisión por convección ocurre también en líquidos, por ejemplo cuando hervimos agua.

Por lo tanto, si seguimos con el ejemplo anterior, nuestro cuerpo (que está más caliente) habrá transmitido parte de su calor a la corriente de convección de la brisa y como resultado final percibimos menos calor. Si caminamos descalzos sobre la arena nos percataremos rápidamente de la conducción del calor: tendremos que correr para no

quemarnos las plantas de los pies, debido a la transmisión de calor por conducción de la arena a nuestros pies.

En los sistemas solares fototérmicos se deben aprovechar al máximo estas formas de transmisión de calor o, visto de otra manera, tienen que evitarse las pérdidas de calor por estas tres formas de transmisión.

Entre los sistemas que convierten la energía solar en calor aprovechable se encuentran los colectores planos y tubulares, que se utilizan principalmente para el calentamiento de agua o aire.

El principio general de funcionamiento de un colector es el llamado efecto invernadero; aquí hay que recalcar que nuestra atmósfera opera como un gran invernadero. Como se dijo anteriormente, cuando la luz pasa a través de una o varias capas de vidrio u otro material transparente se transmite la radiación que tiene una longitud de onda corta. Si en el interior de un sistema con un vidrio perfectamente aislado del exterior se coloca un material pintado de negro (el color que absorbe mayor cantidad de radiación) para que absorba al máximo la radiación, el material absorberá la radiación solar, se calentará y se elevará la temperatura; posteriormente, ese material emitirá a su vez radiación de longitud de onda larga, como los rayos infrarrojos lejanos a la parte visible del espectro. La radiación emitida dependerá de la temperatura que posea el material. Pero como la radiación es ahora de longitud de onda larga no podrá atravesar la capa de vidrio, quedará atrapada en el interior y, en consecuencia, provocará que la parte interna del colector esté a una temperatura más elevada que el exterior, tal y como sucede al entrar a un invernadero.

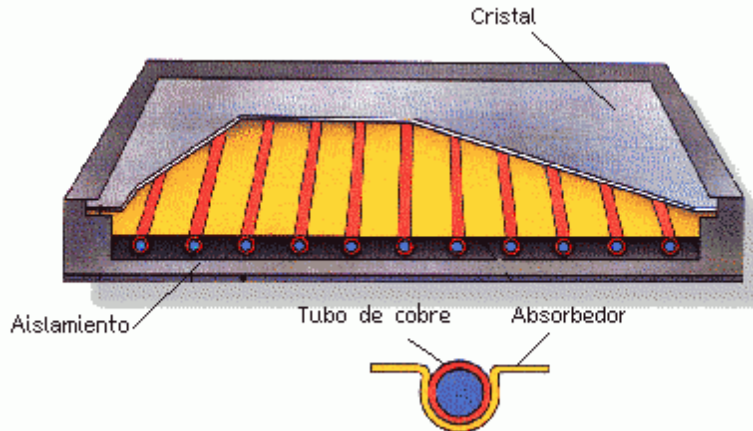
Si en el interior de una caja, con uno de sus lados de vidrio, se coloca una serie de tubos que conduzcan adecuadamente el calor y por los que circule agua, se obtendrá agua calentada por el Sol.

Asimismo, el color que poseen los objetos está directamente relacionado con la absorción, reflexión y transmisión de la radiación solar. Por ejemplo, las hojas son verdes porque de todos los rayos que reciben, únicamente reflejan aquellos cuya longitud de onda corresponde al color verde; el resto de radiación visible que tiene otras longitudes de onda es absorbida por la hoja. Una hoja de papel blanco, en cambio, refleja la radiación de todas las longitudes de onda que le llegan y por eso la vemos blanca. En contraposición con el blanco, el color negro absorbe todas las longitudes de onda.

La combinación del efecto invernadero, la absorción de radiación de los objetos negros y el aislamiento para evitar las pérdidas de calor constituyen los principios físicos fundamentales para comprender el funcionamiento de un colector plano o tubular.

Energía solar, aplicación térmica: Se denomina "térmica" la energía solar cuyo aprovechamiento se logra por medio del calentamiento de algún medio. La climatización de viviendas, calefacción, refrigeración, secado (de madera, tierra, víveres..., hornos solares) etc., son aplicaciones térmicas.

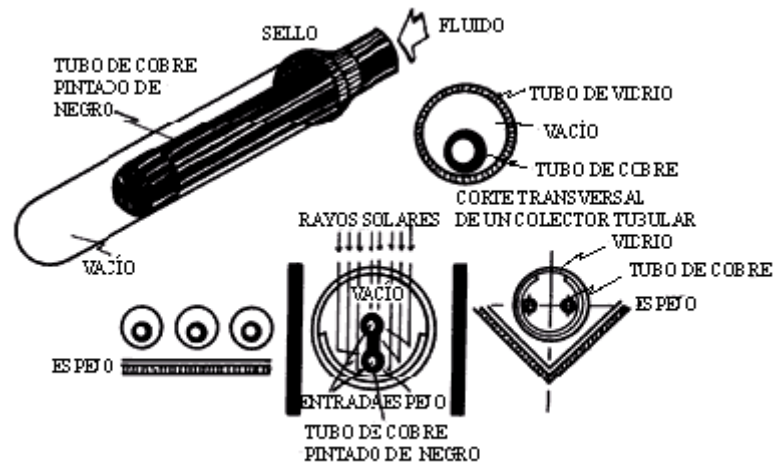
La energía solar térmica de uso para calefacción de un medio transportador de energía se obtiene por lo general con los colectores solares o placas solares térmicas, que convierten en calor entre un 40% y un 75% de la energía recibida.



El colector solar está compuesto por dos tubos principales unidos entre sí por una serie de tubos paralelos de menor diámetro. Estos últimos suelen llevar unas aletas unidas o soldadas que transmiten el calor hacia el tubo, por el que circula un fluido (normalmente agua) que transporta el calor obtenido. Toda superficie de tubos y aletas expuesta a la radiación solar lleva un tratamiento que aumenta la absorción de la radiación. Para conseguir un mayor rendimiento, todo el conjunto se introduce en una caja con un cristal en la cara superior y un aislamiento en la cara inferior, que disminuye la pérdida de energía hacia el exterior. Entre los colectores solares térmicos se distinguen varios tipos: los convencionales, descritos anteriormente; los de tubos de vacío, que proporcionan un mayor rendimiento; o los de polipropileno, especialmente diseñados para el calentamiento de piscinas.

Existen tres tipos de colectores: planos, tubulares y de concentración. Los colectores planos funcionan a bajas temperaturas, entre 80 y 60°C, y se utilizan principalmente para calentar o enfriar agua y aire en las casas, pero también para secar granos, obtener agua potable, en albercas, lavanderías, baños públicos, embotelladoras, refrigeración, etcétera. Los colectores planos tienen una eficiencia del 40 al 65% y hasta ahora son los dispositivos solares más desarrollados y utilizados en el mundo. Sin embargo, para obtener temperaturas más altas, entre 60 y 165° C, se utilizan los colectores tubulares. Éstos consisten en dos o tres tubos, dos interiores de metal y uno exterior de vidrio, generalmente concéntricos. Entre el tubo de vidrio y el tubo metálico externo, que debe ser negro (y puede ser de cobre) se hace el vacío, ya que la forma tubular permite que los tubos soporten grandes presiones, así como captar la mayor cantidad de radiación solar. Debe señalarse que se hace el vacío para reducir las pérdidas de calor por conducción y

convección, con lo cual se consiguen temperaturas más elevadas. El resultado final es que en los colectores tubulares la pérdida de calor por convección y conducción se reduce considerablemente, la temperatura de operación aumenta y su eficiencia real oscila entre 60 y 70%. Los colectores planos y tubulares tienen la ventaja de que funcionan tanto con radiación difusa como directa. Los colectores de concentración, por su parte, reúnen la radiación solar en un punto o una línea y permiten alcanzar altas temperaturas; pueden estar fijos o seguir el movimiento del Sol (éstos se describirán más adelante).



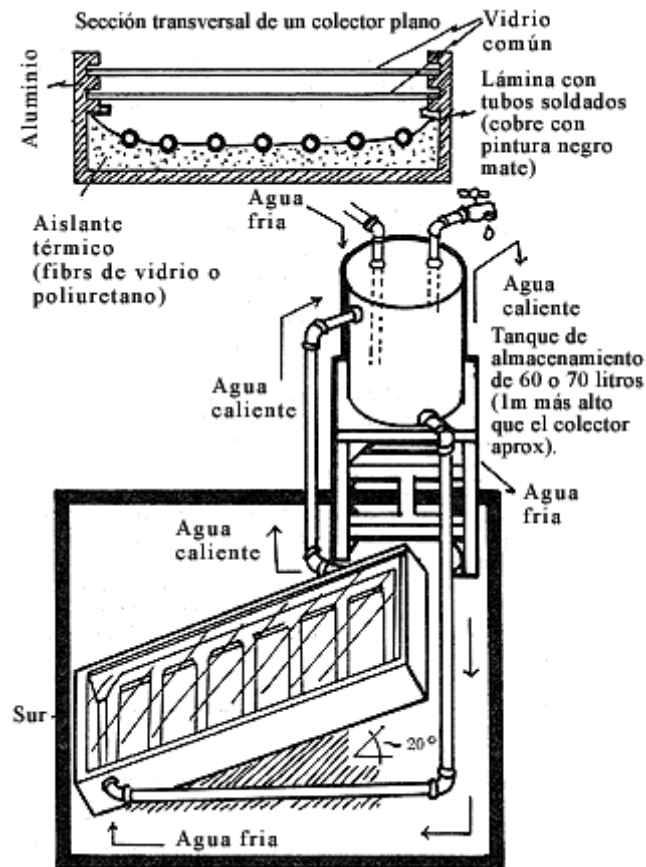
Colectores tubulares.

EL CALENTADOR SOLAR

Tal vez la aplicación más sencilla y económica que tienen los colectores planos sea el calentador solar con tanque de almacenamiento.

Los colectores planos deben orientarse hacia el sur en el Hemisferio Norte (como es el caso de México). A partir de cálculos complejos de la radiación máxima que recibe una superficie inclinada, en los que intervienen consideraciones teóricas y empíricas, la máxima captación de un colector plano se logra cuando el ángulo de inclinación es aproximadamente igual a la latitud geográfica del lugar. Esto permite lograr una incidencia máxima en todas las épocas del año. En el caso de la ciudad de México, un colector debe tener una inclinación de 19°. Una segunda aproximación demuestra que en verano la inclinación del colector debe ser igual a la latitud del lugar menos 10° y, en invierno, la latitud del lugar más 10°. Para la capital esto equivale a 9° en verano y 29° en invierno.

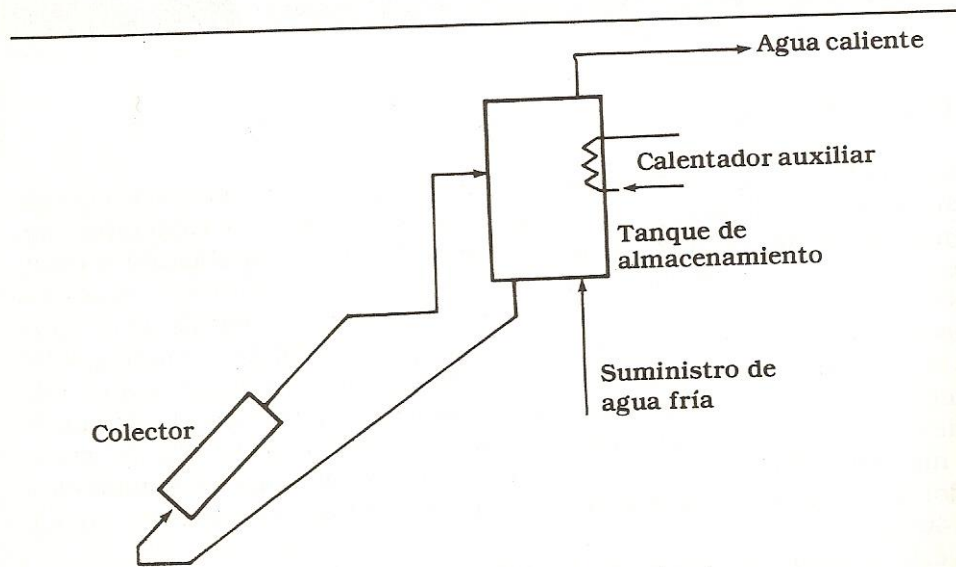
Para construir un colector plano puede usarse una caja de aluminio anodizado (para reducir costos, la tapa posterior de la caja puede ser de aluminio común). La caja del colector debe tener una superficie aproximada de 1.5 m² y 10 cm de espesor.



. Colector plano para un calentador solar.

La tapa superior del colector, por donde llegan los rayos solares, puede ser de vidrio o de fibra de vidrio y tener una segunda capa de vidrio, colocada aproximadamente a 7.5 cm de la base. La caja debe estar perfectamente sellada para evitar pérdidas de calor y el deterioro de los materiales, y tener dos salidas de agua. En el interior lleva una lámina con tubos soldados pintados de negro (por ejemplo, cromo negro electro depositado sobre un recubrimiento de níquel) para que absorba y transmita la mayor cantidad de radiación. Los tubos pueden ser de cobre y deben estar uniformemente repartidos en forma de peine para que circule el agua por toda el área del colector.

La siguiente capa debe ser aislante (espuma de poliuretano rígida, por ejemplo) para impedir que el calor fluya hacia la parte posterior del colector.



Hasta ahora se ha descrito una parte del calentador, la otra es el sistema de almacenamiento. Como el Sol es una fuente de energía intermitente, se requiere un tanque para que el calentador solar dé servicio continuo. La ventaja de los colectores planos es que funcionan con la radiación difusa, esto es, incluso cuando el cielo está nublado, aunque obviamente la potencia disminuye

Como sistema de almacenamiento de un calentador solar sencillo puede utilizarse un tanque cilíndrico de acero con una capacidad aproximada de 200 litros. El tanque debe colocarse arriba del colector (con 1 m de altura de diferencia para fines prácticos); debe tener dos salidas y dos entradas de agua, para que dos de ellas vayan al colector y el flujo de agua viaje continuamente debido al efecto de termosifón.

El tanque tiene dos tubos en la parte superior; por uno entra el agua fría, que va hasta el fondo del mismo, y por el otro sale el agua caliente. Como el agua fría es más densa que la caliente, al llegar a la parte inferior del colector, y que es donde se calienta, tenderá a subir para salir y almacenarse en el tanque. Este ciclo se realiza sin necesidad de bombear agua debido al efecto termosifón antes mencionado. La diferencia de densidad entre las capas de agua crea una fuerza que induce una corriente, la cual hace que el agua circule continuamente (véase figura anexa).

El tanque tiene dos tubos en la parte superior; por uno entra el agua fría, que va hasta el fondo del mismo, y por el otro sale el agua caliente. Como el agua fría es más densa que la caliente, al llegar a la parte inferior del colector, y que es donde se calienta, tenderá a subir para salir y almacenarse en el tanque. Este ciclo se realiza sin necesidad de bombear agua debido al efecto termosifón antes mencionado. La diferencia de densidad entre las capas de agua crea una fuerza que induce una corriente, la cual hace que el agua circule continuamente (véase figura anexa).

Con un colector solar de este tipo pueden calentarse 200 litros de agua a una temperatura de 30 a 60° C; incorporado a una vivienda puede resolver el abastecimiento de agua caliente y su costo, para cuatro personas, es de aproximadamente 350 nuevos pesos (además, no hay que olvidar el ahorro de gas).

Existen otros tipos de colectores planos que tienen otros diseños y sistemas de almacenamiento, en algunos casos más eficientes, pero más costosos y complejos.

En resumen, un colector solar es un intercambiador de calor que captar la energía térmica radiante y la transfiere a un fluido para calentarlo. El fluido es principalmente agua, aunque en ciertas zonas frías se puede utilizar un glicol que funciona como anticongelante. El equipo de transferencia de calor está formado por todos aquellos elementos de la instalación cuya función es ceder la energía térmica de un circuito al otro, es decir, transferir la energía captada por los colectores al depósito de acumulación de agua caliente sanitaria.

El elemento más importante del conjunto de transferencia de calor es el intercambiador, que es el que se encargará físicamente de la transmisión de la energía térmica. El intercambiador va acompañado de otra serie de elementos que complementan su puesta en marcha y contribuyen a su correcto funcionamiento, tales como:

- Válvulas.
- Tuberías.
- Aislamiento

El intercambiador de calor es un sistema físico que permite transferir calor entre dos fluidos. En la mayoría de las aplicaciones, la transferencia de calor se realiza fundamentalmente por conducción y convección desde un fluido caliente a otro frío que está separado por una pared metálica.

Para que la transferencia de calor entre los circuitos primarios y secundarios sea lo suficientemente eficiente, es preciso garantizar la circulación del fluido. Ésta se puede conseguir por dos medios distintos: mediante circulación natural (termosifón) y mediante circulación forzada (con la ayuda de bombas de circulación).

-Circulación por termosifón.

Para conseguir la circulación del líquido caloportador el intercambiador se sitúa por debajo del nivel del depósito, así el movimiento del fluido se hará de una forma natural. Durante la noche, en el circuito primario el colector se enfría y el líquido que circula por su interior también. La instalación se detiene, el líquido del intercambiador no circula. El sistema se bloquea automáticamente (termosifón). Por tanto, este dispositivo impide que haya intercambio de calor inverso como consecuencia del enfriamiento del agua de depósito durante la noche.



-Circulación forzada por bombas.

El fluido secundario puede estar en movimiento mediante circulación forzada por bombas. De esta forma, el intercambiador debe estar situado en el exterior del depósito. La alimentación es de tipo continuo y, por lo tanto, no habrá convivencia de las dos fases.

Rendimiento y eficacia de los intercambiadores.

En los catálogos, los fabricantes de intercambiadores siempre indican dos de sus características: el rendimiento y la eficacia.

Rendimiento

El concepto de rendimiento se define como la relación entre la energía obtenida y la energía consumida. En las aplicaciones térmicas solares, el rendimiento es del orden del 95% o superior. En el caso de que no fuera así, no sería un intercambiador adecuado para un sistema solar.

El rango del rendimiento es elevado, ya que las únicas pérdidas posibles son de origen térmico:

Eficacia

La eficacia (e) se define como la relación entre la energía calorífica intercambiada y la máxima energía calorífica que podría intercambiarse.

La eficacia para un caudal determinado es un número adimensional cuyo valor está comprendido entre 0 y 1. Su valor dependerá de varios parámetros, como por ejemplo, la superficie de intercambio, el coeficiente de conductividad del material del intercambiador o las propiedades de los fluidos. En instalaciones solares de aplicación térmica se exige un valor de eficacia igual o superior a 0,7, y nunca debería aceptarse un valor inferior. Un valor bajo de eficacia indica que la temperatura del fluido caloportador será mayor a su regreso a los colectores, disminuyendo así el rendimiento de la instalación.

Ecuaciones de diseño

Un colector de energía solar es un intercambiador de calor en el que:

$$Q_{\text{útil}} = mC_p(T_s - T_e)$$

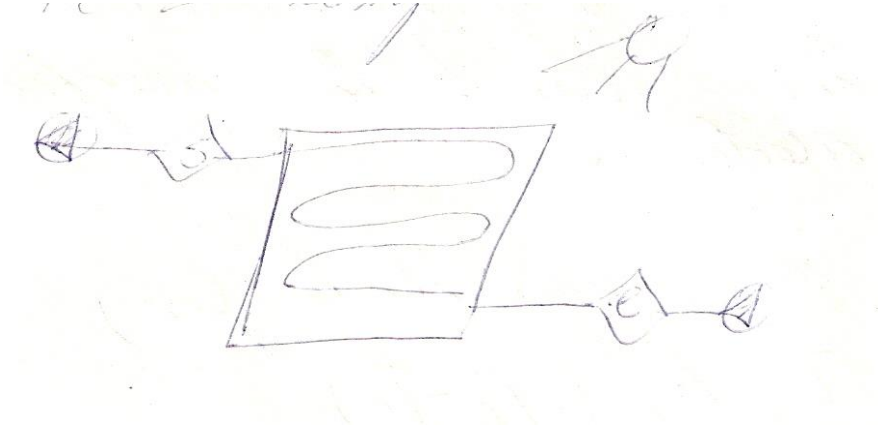
En donde:

m = flujo del fluido que se calienta en el calentador.

C_p = capacidad calorífica del fluido.

T_s = temperatura de salida del fluido.

T_e = Temperatura de entrada del fluido.

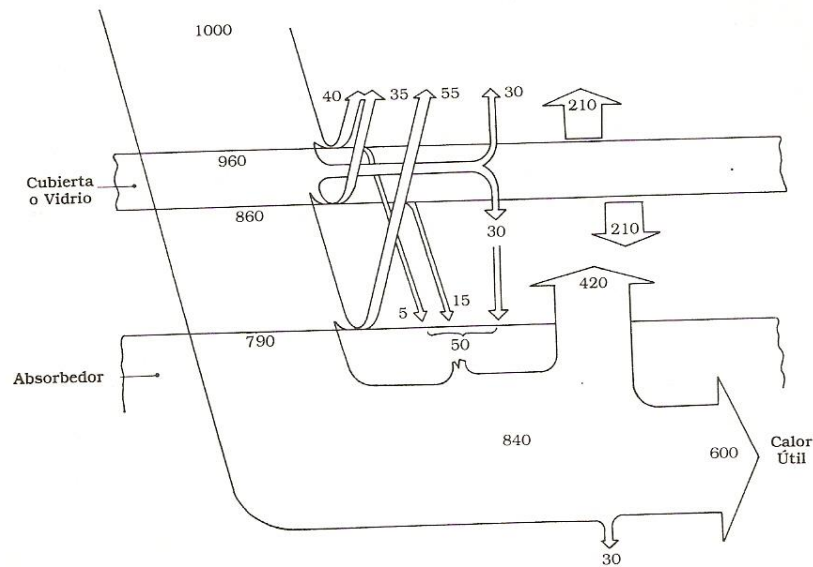


La energía que llega a un colector es la irradiación H_T , por lo que la eficiencia está dada por:

$$\eta_c = \frac{Q_{\text{útil}}}{H_T A_c}$$

En donde A_c es el área del colector.

Al hacer un balance de energía en un colector se encuentra que solo una fracción de la radiación total incidente $H_T A_c$ puede utilizarse para calentar, dado que parte de esta se pierde por conducción, convección, radiación, reflexión y otra al almacenarse.



Por lo tanto:

$$H_T Ac(\tau \times \alpha) = q_{\text{útil}} + q_{\text{perd}} + \frac{du}{dt}$$

Energía almacenada = $\frac{du}{dt}$ generalmente cercana a cero.

τ = transmitancia de la superficie del colector.

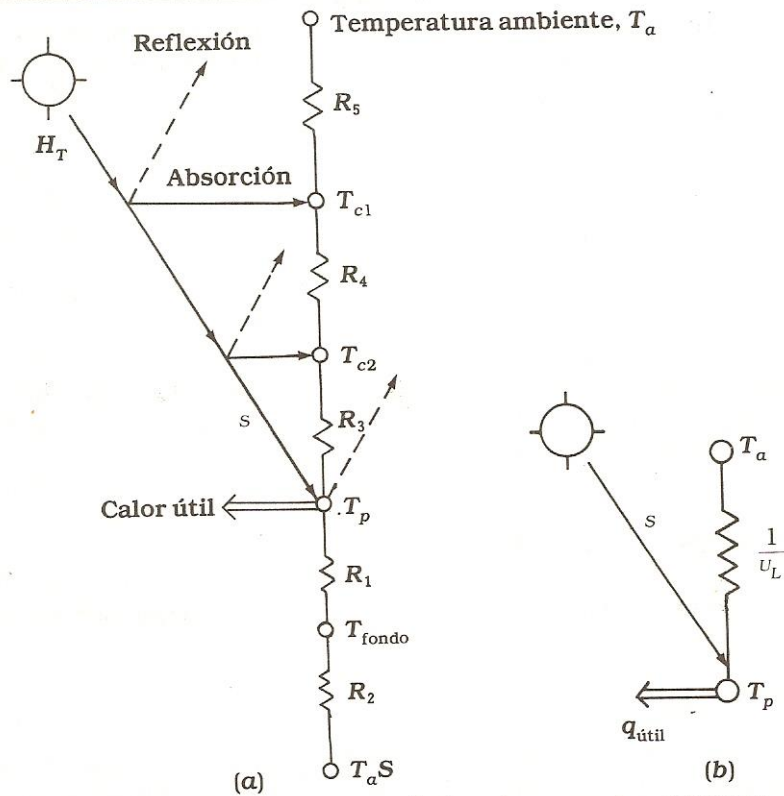
α = Absortancia o absortividad solar de la superficie del colector.

El calor perdido se puede calcular como:

$$q_{\text{perd}} = U_L Ac(T_p - T_a)$$

T_p temperatura de la placa; T_a es la temperatura del aire ambiente

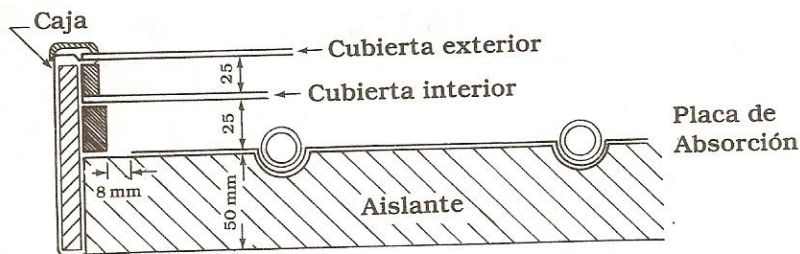
U_L = coeficiente total de pérdidas de calor. = $U_{\text{fondo}} + U_{\text{sup}} + U_{\text{lados}}$



Pérdidas por el fondo del colector

Si el colector está bien aislado, la mayor parte de las pérdidas se llevan a cabo por la superficie superior. Las pérdidas por el fondo se pueden calcular por:

$U_{\text{fondo}} = \frac{1}{R_1} = \frac{ka}{e}$ en donde ka es la conductividad térmica del aislante y e es el espesor del mismo.



Una vez que el calor llega al fondo debe salir por convección hacia el ambiente.

$$R_2 = \frac{1}{hf}$$

Pérdidas por los lados

El calor que se pierde por los lados es: $q_{\text{lados}} = U_l A_l \Delta T$

$$U_l = \frac{kaMP}{e'Ac} \quad \text{en donde P es el perímetro del colector y M la altura o ancho del colector; } e'$$

es el espesor de los lados.

Pérdidas en la superficie

Las pérdidas por la superficie del colector están dadas por:

- A) Pérdidas entre el aire y la placa.
- B) Pérdidas entre la placa y el vidrio.
- C) Pérdidas entre vidrios si hay más de uno.

Por lo que:

$$U_{\text{sup}} = \left(\frac{1}{hv + hr, c} + \frac{1}{hp, c + hr, f} \right)^{-1}$$

$$\text{Por lo tanto } U_{\text{sup}} = \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5}$$

R_3 es la resistencia entre el vidrio 2 y la placa, R_4 es la resistencia entre el vidrio 1 y la placa y R_5 la resistencia entre el aire y la placa.

En donde hv es el coeficiente de transferencia de calor por convección del viento sobre la placa.

$$hv = 5.7 + 3.8V$$

en donde V = velocidad del viento en m/s y hv en $\frac{W}{m^2 K}$

hr, f = Coeficiente de radiación entre el vidrio y el ambiente o firmamento en

$$\frac{W}{m^2 K}$$

$$hr, f = \sigma \varepsilon_1 (T_c + T_{\text{firm}}) (T_c^2 + T_{\text{firm}}^2)$$

En donde T_c es la temperatura del vidrio del colector y T_{firm} es la temperatura ambiente o del firmamento.

ε_1 es la emisividad del vidrio.

$h_{r, c}$ = Coeficiente de radiación entre la placa y el vidrio en $\frac{W}{m^2 K}$

$$h_{r, c} = \frac{\sigma (T_p + T_c) (T_p^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1}$$

ε_p = emisividad de la placa colectora.

ε_c = emisividad del vidrio

T_p = temperatura de la placa.

$h_{p, c}$ = coeficiente de transferencia de calor por convección natural entre la placa y el vidrio.

Para placas con calor hacia arriba:

$$hc = 1.14 \frac{\Delta T^{0.3}}{l^{0.07}}$$

l = espaciamiento entre placas.

$$hpc = (1 - 0.018(T - 10))hc$$

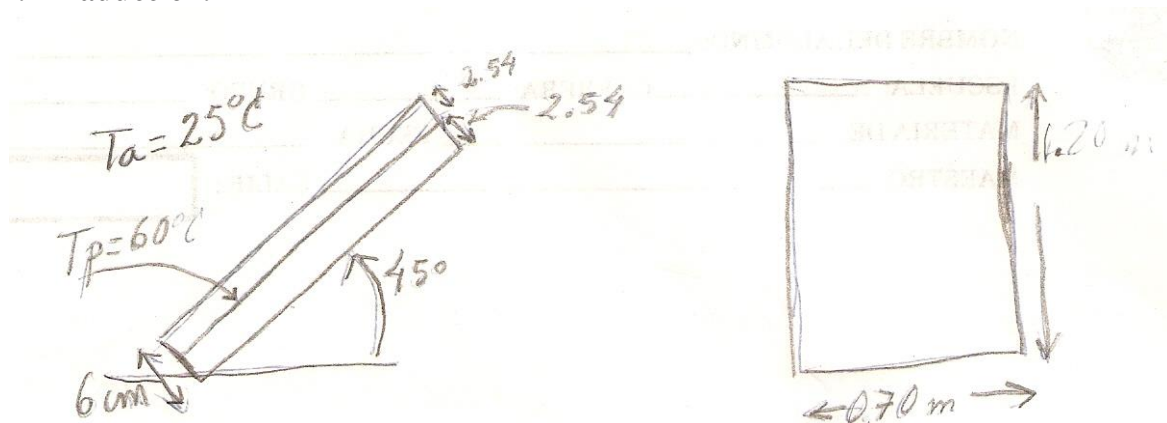
Ejemplo 8.

Se tiene un colector plano con una sola cubierta de vidrio que mide 1.2 por 70 cm con las siguientes características:

Emisividad de la placa de absorción	0.9
Temperatura media de la placa	60°C
Emisividad del vidrio	0.88
Temperatura del aire ambiente	25°C
Velocidad del viento	1 m/s
Espaciamiento entre placa y vidrio	2.5 cm
Ángulo de inclinación del colector	45
Altura del colector	6 cm
Espesor del aislante del fondo y de los lados	2.54 cm
Conductividad térmica del aislante	0.04 W/mK

Calcule el coeficiente total de transferencia de calor U_L para el colector.

1.- Traducción.



2.- Cálculos.

2.1.- Calcular la temperatura del vidrio.

Primera suposición $T_c = 40^\circ C$

$$hr,c = \frac{\sigma(T_p + T_c)(T_p^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} = \frac{5.67 \times 10^{-8} (333 + 313)(333^2 + 313^2)}{0.9 + \frac{1}{0.88} - 1} = 6.13 \frac{W}{m^2 K}$$

$$hr, f = \sigma \varepsilon_1 (T_c + T_{firm}) (T_c^2 + T_{firm}^2) = 5.67 \times 10^{-8} (313 + 298) (313^2 + 298^2) = 5.69 \frac{W}{m^2 K}$$

$$hc = 1.14 \frac{\Delta T^{0.3}}{l^{0.07}} = 1.14 \frac{20^{0.31}}{2.54^{0.07}}$$

$$hpc = 2.51 \frac{W}{m^2 K}$$

$$hv = 5.7 + 3.8(1) = 9.5 \frac{W}{m^2 K}$$

Para el colector

$$U_{sup} = \left(\frac{1}{hv + hr, c} + \frac{1}{hp, c + hr, f} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{2.51 + 6.13} + \frac{1}{9.51 + 5.69} \right)^{-1} = 5.51 \frac{W}{m^2 K}$$

La temperatura supuesta del vidrio puede verificarse notando que el calor transferido de la placa al vidrio es igual al calor disipado por la placa a los alrededores.

$$T_c = T_p - \frac{U_{sup} (T_p - T_a)}{hpc + hrpc} = 60 - \frac{5.51(60 - 25)}{2.51 + 6.13} = 37.68^\circ C$$

Haciendo nuevos cálculos:

$$h_{rpc} = 6.07; h_{rc} = 5.63; h_{pc} = 2.6; hv = 9.5; U_{sup} = 5.51$$

por lo tanto $T_c = 37.76$

$$U_{fondo} = \frac{0.04}{0.0254} = 1.57$$

$$U_{lado} = \frac{0.04(0.06)(3.8)}{0.0254(0.84)} = 0.43$$

$$U_L = 5.51 + 1.57 + 0.43 = 7.51 \frac{W}{m^2 K}$$

3.- Resultado.

El coeficiente tiene un valor de $U_L = 5.51 + 1.57 + 0.43 = 7.51 \frac{W}{m^2 K}$

Como se desprende de la solución del ejemplo anterior, la evaluación de las distintas resistencias requiere de una solución iterativa, dado que los distintos coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación dependen de las temperaturas de la placa y la cubierta, y esta última se desconoce a priori. Para simplificar el procedimiento de cálculo, Hotter, Woertz y Klein sugieren la siguiente expresión para determinar el coeficiente total de transferencia de calor para la parte superior de un colector cuando el ángulo de inclinación es de 45° .

$$U_{\text{sup}} = \left[\frac{N}{\left(\frac{344}{T_p} \right) \left(\frac{T_p - T_a}{[N + f]^{0.31}} \right)} + \frac{1}{h\nu} \right]^{-1} + \frac{\alpha(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\varepsilon_p + 0.0425N(1 - \varepsilon_p)]^{-1} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_c} - N}$$

en donde

$$f = (1 - 0.04h\nu + 0.0005h\nu^2)(1 + 0.058N)$$

N = Número de cubiertas.

En forma general para otros ángulos de inclinación diferentes a 45°

$$\frac{U_{\text{sup}}}{U_{\text{sup}45}} = 1 - (s - 45)(0.00259 - 0.00144\varepsilon_p)$$

Ejemplo 9.

Para el ejemplo anterior calcular el coeficiente de transferencia de calor U_{sup} .

Según la ecuación anterior.

$$f = (1 - 0.04(9.5) + 0.0005(9.5)^2)(1 + 0.058) = 0.7$$

por lo tanto:

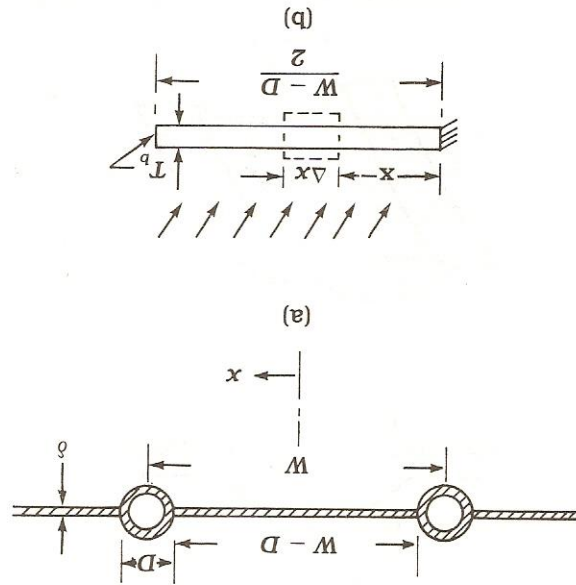
$$U_{\text{sup}} = \left[\frac{1}{\left(\frac{344}{333} \right) \left(\frac{333 - 298}{\{1 + 0.7\}^{0.31}} \right)} + \frac{1}{9.5} \right]^{-1} + \frac{(5.67 \times 10^{-8})(333 + 298)(333^2 + 298^2)}{[0.9 + 0.0425(1 - 0.9)]^{-1} + \frac{2 + 0.7 - 1}{0.88} - 1} = 5.25 \frac{W}{m^2 K}$$

Notese que la diferencia con el resultado del ejemplo anterior es menor del 5%.

Como el colector está formado por tubos y superficies extendidas la eficiencia del colector debido a las aletas es diferente de uno.

Considérese un colector formado por tubos aletados como los indicados:

FIGURA 5.3 Balance de energía en la placa de absorción. (a) Configuración y dimensiones; (b) volumen de control.

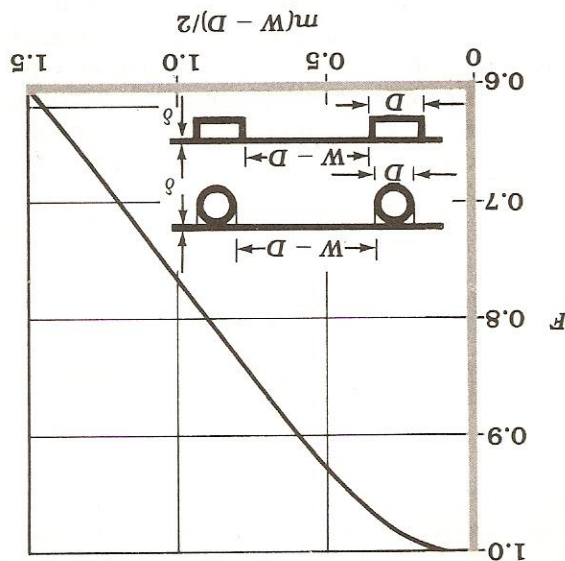


El factor de eficiencia del colector está controlado por la eficiencia de las aletas , dada por la ecuación:

$$F = \frac{\tanh m(W - D)/2}{m(W - D)/2}$$

La eficiencia de esas aletas se puede obtener también por:

FIGURA 5.5 Variación de la eficiencia F con respecto al parámetro $m(W - D)/2$



El factor de eficiencia del colector es entonces:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left\{ \frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{\pi D i h_f} \right\}}$$

en donde :

h_f es el coeficiente de transferencia de calor por convección en la interface tubo fluido.

D_i diámetro interno del tubo.

D = diámetro externo del tubo.

W = distancia entre tubos.

F = eficiencia de las aletas

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{ke}}$$

Ejemplo 10.

Calcular la eficiencia F para la placa de absorción de un colector plano con doble cubierta de vidrio y con las siguientes características:

$D=9.525$ mm

$W=13.4$ cm

$U_L=3.1$ W/m²°C

$k=386.6$ W/m°C

$e=0.5$ mm

1.- Planteamiento.

Según la ecuación.

$$F = \frac{\tanh m(W - D)/2}{m(W - D)/2}$$

$$m^2 = \frac{U_L}{ke} = \frac{3.1}{386(0.5 \times 10^{-3})} = 16.06$$

$m= 4.01$

Por otra parte:

$$\frac{m(W - D)}{2} = \frac{4.01(13.4 - 0.9525) \times 10^{-2}}{2} = 0.25$$

En consecuencia:

$$F = \frac{\tanh(0.25)}{0.25} = 0.98$$

3.- Resultado.

La eficiencia de la placa es del 98%

Factor de remoción del calor

El factor de remoción de calor en el colector es:

$$F_R = \frac{mCp(Tfs - Tfe)}{Ac(S - U_L(Tfe - Ta))}$$

Siendo $S = H_T(T \alpha)$

M= flujo de agua que se hace pasar por el colector.

También

$$F_R = \frac{mCp}{AcU_L} [1 - \exp(-U_L F' Ac / mCp)]$$

Por lo que el calor útil es:

$$q_{\text{útil}} = AcF_R [S - U_L(Tfe - Ta)]$$

Los pasos sugeridos para diseñar el colector son entonces:

- 1.- Suponer una temperatura de la placa.
- 2.- Calcular el coeficiente U_L .
- 3.- Evaluar el factor de eficiencia F' .
- 4.- Evaluar el factor F_R .
- 5.- Se evalúa la temperatura del fluido de descarga.
- 6.- Se evalúa el calor útil del colector.
- 7.- Se verifica la temperatura de la placa T_p supuesta. Mediante el balance de energía.

$$q_{\text{útil}} = mCp(Tfs - Tfe) = \frac{T_p - T_f}{\frac{1}{n\pi Di L h_f}}$$

En donde n es el número de tubos del colector.

Se repite el proceso hasta que coincidan los valores.

Cosecha solar en lugares selectos de la República Mexicana

Para tener una idea de la cantidad de energía solar aprovechable en su lugar, busque la ciudad más cercana o una región con condiciones climáticas parecidas en la lista:

Resultado en kWh/m² por día

Estado	Ciudad	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Prom
Sonora	Hermosillo	4.0	4.6	5.4	6.6	8.3	8.6	6.9	6.6	6.7	6.0	4.7	3.9	6.0
Sonora	Guaymas	4.5	5.7	6.5	7.2	7.3	6.8	5.9	5.8	6.3	5.9	5.1	5.6	6.0
Chihuahua	Chihuahua	4.1	4.9	6.0	7.4	8.2	8.1	6.8	6.2	5.7	5.2	4.6	3.8	5.9
Coahuila	Piedras Negras	3.1	3.6	4.2	4.5	4.8	6.0	6.7	6.3	4.9	4.1	3.3	2.9	4.5
Coahuila	Saltillo	3.8	4.2	4.8	5.1	5.6	5.9	5.9	5.6	5.2	4.4	3.6	3.3	4.8
Nuevo León	Monterrey	3.2	3.6	4.1	4.3	4.8	5.5	6.1	5.6	5.0	3.8	3.3	3.0	4.4

San Luis Potosí	Río Verde	3.6	4.0	4.6	4.9	5.4	5.6	5.8	5.8	5.1	4.3	3.7	3.3	4.7
San Luis Potosí	San Luis Potosí	4.3	5.3	5.8	6.4	6.3	6.1	6.4	6.0	5.5	4.7	4.2	3.7	5.4
Zacatecas	Zacatecas(la bufa)	4.9	5.7	6.6	7.5	7.8	6.2	6.2	5.9	5.4	4.8	4.8	4.1	5.8
Campeche	Campeche	4.0	4.1	5.5	5.8	5.5	4.9	4.9	5.1	4.7	4.4	4.2	3.7	4.7
Guanajuato	Guanajuato	4.4	5.1	6.1	6.3	6.6	6.0	6.0	5.9	5.8	5.2	4.8	4.6	5.6
Colima	Colima	4.4	5.1	5.3	5.8	6.0	5.2	4.9	5.0	4.6	4.4	4.4	3.9	4.9
Aguascalientes	Aguascalientes	4.5	5.2	5.9	6.6	7.2	6.3	6.1	5.9	5.7	5.1	4.8	4.0	5.6
Guerrero	Chilpancingo	4.1	4.5	4.9	5.2	5.2	5.2	5.1	5.1	4.7	4.4	4.1	3.8	4.7
Guerrero	Acapulco	4.8	5.3	6.1	5.9	5.6	5.1	5.3	5.4	4.9	5.2	5.0	4.7	5.3
Nayarit	Tepic	3.9	4.3	4.8	5.5	6.1	5.3	4.9	5.3	4.4	4.4	4.0	4.8	4.8
Veracruz	Tuxpan	3.1	3.8	4.4	4.8	4.7	4.4	4.7	5.5	4.4	4.1	3.4	3.1	4.2
Veracruz	Córdoba	3.1	3.3	3.6	3.8	4.1	4.4	4.6	4.5	4.1	3.5	3.1	2.8	3.7
Veracruz	Orizaba	3.3	3.5	3.9	4.2	4.9	4.4	4.5	4.6	4.3	3.6	3.3	3.1	4.0
Veracruz	Jalapa	3.2	3.5	3.8	4.3	4.6	4.4	4.9	5.0	4.4	3.7	3.3	3.0	4.0
Veracruz	Veracruz	3.7	4.5	4.9	5.1	5.1	4.8	4.7	5.1	4.6	4.8	4.1	3.6	4.6
Chiapas	Comitán	4.1	4.4	4.8	4.9	5.1	4.8	5.5	5.5	4.8	4.0	4.0	3.7	4.6
Chiapas	Arriaga	5.1	5.4	5.5	5.9	5.6	5.2	5.9	5.5	5.1	5.3	5.1	4.7	5.4
Chiapas	Tuxtla Gutiérrez	3.8	4.4	4.6	4.8	5.3	5.1	5.4	5.3	4.9	4.4	4.1	3.7	4.7
Chiapas	San Cristóbal	4.0	4.3	4.5	4.5	4.8	4.7	5.4	5.3	4.6	4.2	3.9	3.7	4.5
Chiapas	Tapachula	5.4	4.9	4.8	4.6	4.7	4.7	5.2	5.1	4.6	4.1	4.3	4.1	4.7
Quintana Roo	Chetumal	3.9	4.7	5.4	5.7	5.3	4.7	4.9	5.0	4.5	4.4	4.0	3.7	4.7
Quintana Roo	Cozumel	3.9	4.6	5.3	5.7	5.2	4.8	4.9	4.9	4.6	4.4	4.0	3.8	4.7
Oaxaca	Salina Cruz	5.4	6.3	6.6	6.4	6.1	5.0	5.6	5.9	5.2	5.9	5.7	5.2	5.8
Oaxaca	Oaxaca	4.9	5.7	5.8	5.5	6.0	5.4	5.9	5.6	5.0	4.9	4.8	4.4	5.3
Jalisco	Colotlán	4.6	5.7	6.5	7.5	8.2	6.6	5.8	5.6	5.8	5.3	4.9	4.1	5.9
Jalisco	Lagos de Moreno	4.5	5.3	6.1	6.7	7.2	6.1	5.8	5.6	5.5	5.0	4.7	4.0	5.5
Jalisco	Guadalajara	4.6	5.5	6.3	7.4	7.7	5.9	5.3	5.3	5.2	4.9	4.8	4.0	5.6
Durango	Durango	4.4	5.4	6.5	7.0	7.5	6.8	6.0	5.6	5.7	5.1	4.8	3.9	5.7

Tamaulipas	Soto la Marina	3.4	4.2	4.9	4.9	5.1	5.3	5.4	5.4	4.9	4.6	3.7	3.2	4.6
Tamaulipas	Tampico	3.3	4.1	4.7	6.4	5.0	4.9	4.9	4.9	4.6	4.6	3.7	3.2	4.5
Yucatán	Progreso	4.1	4.9	5.4	5.5	5.3	5.1	5.3	5.3	5.0	5.0	4.4	4.0	4.9
Yucatán	Valladolid	3.7	4.1	3.1	5.4	5.7	5.3	5.4	5.4	4.9	4.2	3.8	3.5	4.5
Yucatán	Mérida	3.7	4.0	4.6	5.2	5.7	5.5	5.7	5.5	5.0	4.2	3.8	3.4	4.7
Baja California	La Paz	4.4	5.5	6.0	6.6	6.5	6.6	6.3	6.2	5.9	5.8	4.9	4.2	5.7
Baja California	San Javier	4.2	4.6	5.3	6.2	6.5	7.1	6.4	6.3	6.4	5.1	4.7	3.7	5.5
Baja California	Mexicali	4.1	4.4	5.0	5.6	6.6	7.3	7.0	6.1	6.1	5.5	4.5	3.9	5.5
Sinaloa	Mazatlán	3.9	4.8	5.4	5.7	5.7	5.6	4.8	4.9	4.7	5.0	4.5	3.9	4.9
Sinaloa	Culiacán	3.6	4.2	4.8	5.4	6.2	6.2	5.4	5.1	5.2	4.6	4.2	3.4	4.9
Querétaro	Querétaro	5.0	5.7	6.4	6.8	6.9	6.4	6.4	6.4	6.3	5.4	5.0	4.4	5.9
D.F.	Tacubaya	4.4	5.2	5.8	5.8	5.7	5.1	4.9	4.9	4.7	4.4	4.2	3.8	4.9
México	D.F.						5.2						4.3	
México	Toluca	4.4	4.9	5.3	5.4	5.2	5.2	4.9	4.9	4.6	4.4	4.2	3.9	4.8
México	Chapingo	4.5	5.1	5.6	5.8	5.9	5.4	5.2	5.2	5.0	4.7	4.6	3.9	5.1
Tlaxcala	Tlaxcala	4.6	5.1	5.5	5.4	5.6	5.2	5.3	5.2	5.1	4.9	4.7	4.0	5.1
Puebla	Puebla	4.9	5.5	6.2	6.4	6.1	5.7	5.8	5.8	5.2	5.0	4.7	4.4	5.5
Hidalgo	Pachuca	4.6	5.1	5.6	6.8	6.0	5.7	5.9	5.8	5.3	4.9	4.6	4.2	5.4
Michoacán	Morelia	4.2	4.9	5.5	5.8	5.9	5.2	5.0	5.1	4.9	4.6	4.3	3.7	4.9

Capítulo XIII

Combustión



Energía y Combustión.

Siempre ha sido la energía la llave del progreso de la humanidad y de su sueño de un mundo mejor. El hombre primitivo inicio el desarrollo de la civilización cuando empleó el fuego para obtener luz y calor. En los milenios posteriores, su búsqueda de bienestar ha estado vinculada con el aprovechamiento de diversas fuentes de energía tales como el carbón, el petróleo o la electricidad. En nuestra época el hombre ha creado medios cada vez más complejos pero más eficaces para usar la energía para satisfacer sus necesidades.

Pero ¿Qué es exactamente la energía? Es algo perceptible por los sentidos, ya que se presenta como movimiento, luz, calor o electricidad. . En el lenguaje común la palabra energía sugiere movimiento, vitalidad, fuerza. Se habla de personajes con gran energía o de alimentos energéticos o de combustibles con gran energía. La energía es sinónimo de poder. En la actualidad sabemos que la energía y la masa son las dos caras del universo. Unidas forman nuestro cosmos, materia es la sustancia, lo palpable, la energía, el motor de la sustancia. La energía es un concepto difícil de explicar, invisible e intocable, sólo podemos imaginarla en nuestra mente. El hombre comenzó a desarrollar su teoría sobre la energía pensando en los objetos en movimiento, algo que ahora llamamos energía cinética y de allí pasó al concepto de trabajo.

La energía es la capacidad para realizar trabajo y es importante para que un automóvil ruede, o un avión vuele, o para que fluyan electrones por un alambre de cobre. Un país que genera suficiente energía, puede formar una gran industria y proporcionar a su población un nivel de vida alto. Esta energía se puede emplear para convertir materias primas en numerosos productos que la sociedad exige. Las compañías proveedoras de electricidad consumen aproximadamente 1/3 de la producción de energía, el transporte consume aproximadamente un 20 % para impulsar: automóviles, camiones, trenes, aviones y autobuses; los hogares y los espacios comerciales consumen un 20 % aproximadamente, el resto es utilizado por las industrias y los servicios.

La energía ilumina nuestros hogares, calienta y enfría los espacios donde vivimos y trabajamos. También se suministra a las fábricas que nos proveen de abundantes bienes materiales. La energía nos ayuda a transportarnos. La energía es indispensable en la comunicación moderna y desde luego en el ocio y el entretenimiento tales como la televisión, la radio, el cine, etc. Como podemos concluir, la energía es la base de la civilización moderna.

La mayoría de la energía que se utiliza en la civilización moderna proviene de la combustión de los productos derivados del petróleo y del gas natural.

Conceptos sobre combustión.

La **combustión** es una reacción química en la cual generalmente se desprende una gran cantidad de calor y luz. La reacción de combustión se basa en la reacción química exotérmica de una sustancia o mezcla de sustancias llamada *combustible* con el oxígeno. Es

característica de esta reacción la formación de una llama, que es la masa gaseosa incandescente que emite luz y calor, que está en contacto con la sustancia combustible.

En toda combustión existe un elemento que arde y se denomina (combustible) y otro que produce la combustión (comburente), generalmente oxígeno en forma de O_2 gaseoso. Los explosivos tienen oxígeno ligado químicamente por lo que no necesitan el oxígeno del aire para realizar la combustión.

Los tipos más frecuentes de combustible son los materiales orgánicos que contienen carbono e hidrógeno. En una reacción completa todos los elementos tienen el mayor estado de oxidación. Los productos que se forman son el dióxido de carbono (CO_2) y el agua, el dióxido de azufre (SO_2) (si el combustible contiene azufre) y pueden aparecer óxidos de nitrógeno (NO_x), dependiendo de la temperatura de reacción. La reacción del combustible con el oxígeno origina sustancias gaseosas entre las cuales las más comunes son CO_2 y H_2O . Se denominan en forma genérica productos, humos o gases de combustión. Es importante destacar que el combustible solo reacciona con el oxígeno y no con el nitrógeno, el otro componente del aire. Por lo tanto el nitrógeno del aire pasará íntegramente a los productos de combustión sin reaccionar.

Entre las sustancias más comunes que se pueden encontrar en los productos o humos de la reacción se encuentran:

- CO_2
- H_2O como vapor de agua
- N_2
- O_2
- CO
- H_2
- Carbono en forma de hollín
- SO_2

El proceso de destruir materiales por combustión se conoce como incineración.

Para iniciar la combustión de cualquier combustible, es necesario alcanzar una temperatura mínima, llamada temperatura de ignición, que se define como, en $^{\circ}C$ y a 1 atm, temperatura a la que los vapores de un combustible arden espontáneamente.

La temperatura de inflamación, en $^{\circ}C$ y a 1 atm es aquella que, una vez encendidos los vapores del combustible, éstos continúan por sí mismos el proceso de combustión.

La reacción de combustión puede llevarse a cabo directamente con el oxígeno o bien con una mezcla de sustancias que contengan oxígeno, llamada *comburente*, siendo el aire atmosférico el comburente más habitual.

De acuerdo a como se produzcan las reacciones de combustión, estas pueden ser de distintos tipos:

- **Combustión completa.**

Ocurre cuando las sustancias combustibles reaccionan hasta el máximo grado posible de oxidación. En este caso no habrá presencia de sustancias combustibles en los productos o humos de la reacción.

- **Combustión incompleta.**

Se produce cuando no se alcanza el grado máximo de oxidación y hay presencia de sustancias combustibles en los gases o humos de la reacción. En la combustión incompleta los productos que se queman pueden no reaccionar con el mayor estado de oxidación, debido a que el comburente y el combustible no están en la proporción adecuada, dando como resultado compuestos como el monóxido de carbono (CO). Además, pueden generarse cenizas.

Combustión estequiométrica o teórica.

Es la combustión que se lleva a cabo con la cantidad mínima de aire para que no existan sustancias combustibles en los gases de reacción. En este tipo de combustión no hay presencia de oxígeno en los humos, debido a que este se ha empleado íntegramente en la reacción.

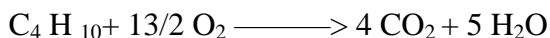
Combustión con exceso de aire.

Es la reacción que se produce con una cantidad de aire superior al mínimo necesario. Cuando se utiliza un exceso de aire, la combustión tiende a no producir sustancias combustibles en los gases de reacción. En este tipo de combustión es típica la presencia de oxígeno en los gases de combustión.

La razón por la cual se utiliza normalmente un exceso de aire es hacer reaccionar completamente el combustible disponible en el proceso.

Combustión con defecto de aire.

Es la reacción que se produce con una menor cantidad de aire que el mínimo necesario. En este tipo de reacción es característica la presencia de sustancias combustibles en los gases o humos de reacción. En una combustión rica, con mucho aporte de oxígeno, el butano se combina con el oxígeno y se convierte en CO₂ y H₂O. Los dos son gases y escapan a la atmósfera.



En química se estudia el calor de combustión a partir de los calores de formación de los componentes de la reacción.

¿Qué pasa en una combustión pobre?

Una llama pobre, con poca entrada de aire al mechero, tiene forma vacilante, es de color rojizo (menor temperatura) y más oscura porque contiene muchas partículas de hollín, y produce humos que manchan.

El hollín son partículas de carbono que no se quemaron y no pasaron a gas en forma de CO y CO₂.



La llama de un mechero de alcohol es más pobre que la de un mechero de butano.

La mecha es de algodón y prácticamente no se quema a pesar de arder en ella el alcohol.

La combustión pobre de las estufas, calentadores de gas y braseros produce todos los años muchas muertes por intoxicación.

Combustible.

Combustible es cualquier material capaz de liberar energía cuando se quema, y luego cambiar o transformar su estructura química. Supone la liberación de una energía de su forma potencial a una forma utilizable (por ser una energía química). En general se trata de sustancias susceptibles de quemarse, pero hay excepciones que se explican a continuación. Hay varios tipos de combustibles. Entre los combustibles sólidos se incluyen el carbón, la madera y la turba. El carbón se quema en calderas para calentar agua que puede vaporizarse para mover máquinas a vapor o directamente para producir calor utilizable en usos térmicos (calefacción). La turba y la madera se utilizan principalmente para la calefacción doméstica e industrial, aunque la turba se ha utilizado para la generación de energía y las locomotoras que utilizaban madera como combustible eran comunes en el pasado.

Entre los combustibles fluidos, se encuentran los líquidos como el gasóleo, el queroseno o la gasolina (o nafta) y los gaseosos, como el gas natural o los gases licuados de petróleo (GLP), representados por el propano y el butano. Las gasolinas, gasóleos y hasta los gases, se utilizan para motores de combustión interna.

En los cuerpos de los animales, el combustible principal está constituido por carbohidratos, lípidos, proteínas, que proporcionan energía para los músculos, el crecimiento y los procesos de renovación y regeneración celular.

Se llaman también **combustibles** a las sustancias empleadas para producir la reacción nuclear en el proceso de fisión, aunque este proceso no es propiamente una combustión.

Tampoco es propiamente un combustible el hidrógeno, cuando se utiliza para proporcionar energía (y en grandes cantidades) en el proceso de fusión nuclear, en el que se funden atómicamente dos átomos de hidrógeno para convertirse en uno de helio, con gran liberación de energía. Este medio de obtener energía no ha sido dominado todavía por el hombre (más que en su forma más violenta, la bomba nuclear de hidrógeno, conocida como Bomba H) pero en el universo es común puesto que es la fuente de energía de las estrellas.

Los combustibles fósiles son mezclas de compuestos orgánicos mineralizados que se extraen del subsuelo con el objeto de producir energía por combustión. El origen de esos compuestos son seres vivos que murieron hace millones de años. Se consideran combustibles fósiles al carbón, procedente de bosques del periodo carbonífero, el petróleo y

el gas natural, procedentes de otros organismos. Entre los combustibles más utilizados se encuentran el gas butano, el gas natural y el gasóleo.

Combustible fósil

Combustibles

Un combustible es una sustancia que al quemarse produce una gran cantidad de energía que es aprovechada por el hombre en sus distintas actividades. La leña y el carbón son la principal fuente de energía que el hombre utilizó hasta el siglo XVIII, aunque hoy día los países subdesarrollados los siguen usando.

Al comenzar la era industrial, como ya indicamos, se requirieron grandes cantidades de combustibles, para satisfacer las demandas de energía siempre crecientes, los cuales se encontraron en los llamados combustibles fósiles: el carbón, el petróleo y el gas.

Hoy en día, todavía, el gas natural, el petróleo y sus derivados son la principal fuente de energía y se usan como combustibles tanto en el transporte, como en la industria y en el hogar.

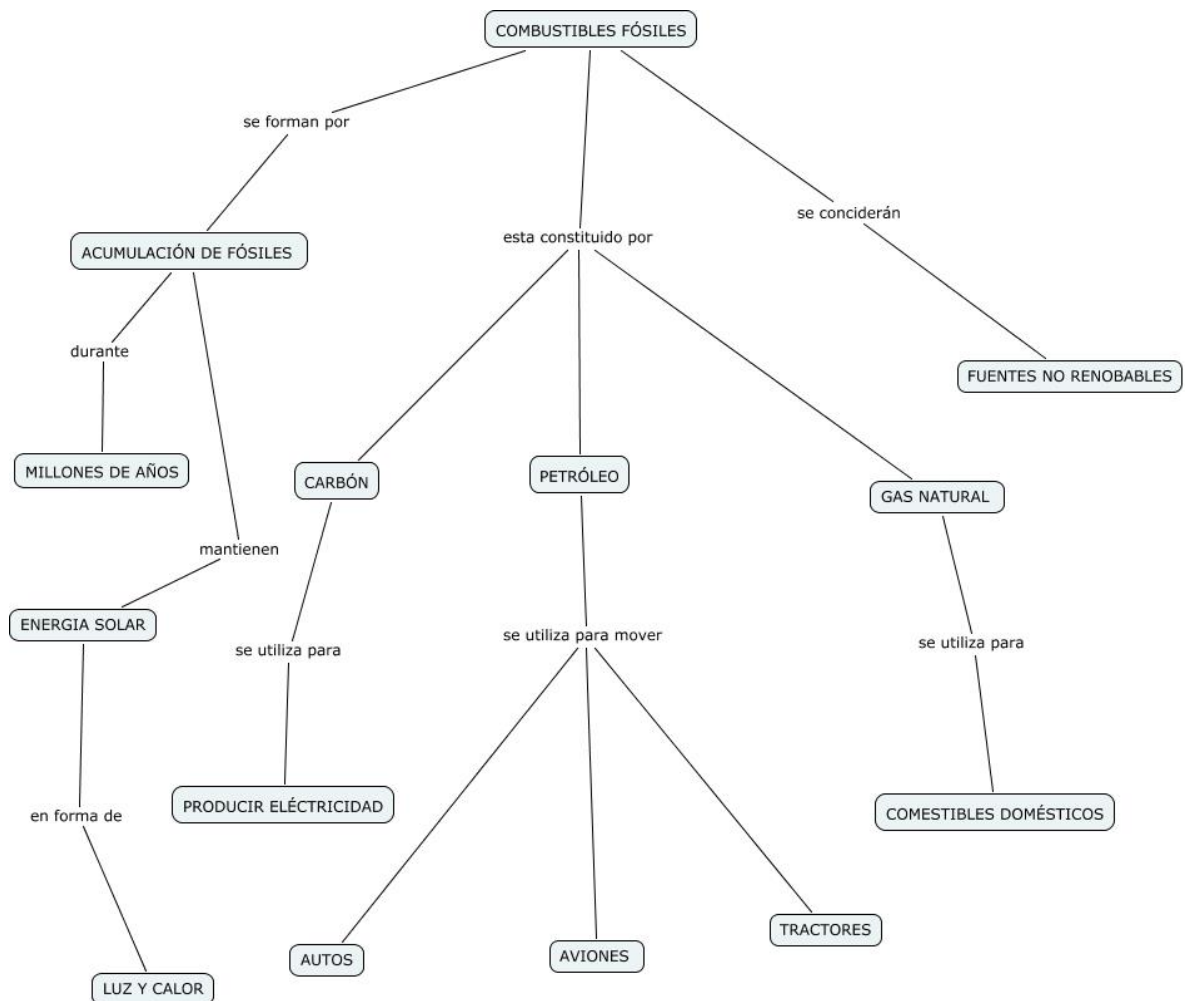


Figura.- Los combustibles fósiles.



Fig. - Carbón (hulla o antracita).

La mayor parte de la energía empleada actualmente en el mundo proviene de los **combustibles fósiles**. Se les utiliza en transporte, para generar electricidad, para calentar ambientes, para cocinar, etc.

Los combustibles fósiles son tres: petróleo, carbón y gas natural, y se formaron hace millones de años, a partir de restos orgánicos de plantas y animales muertos. Durante miles de años de evolución del planeta, los restos de seres que lo poblaron en sus distintas etapas se fueron depositando en el fondo de mares, lagos y otros cuerpos de agua. Allí fueron cubiertos por capa tras capa de sedimento. Fueron necesarios millones de años para que las reacciones químicas de descomposición y la presión ejercida por el peso de esas capas transformasen a esos restos orgánicos en gas, petróleo o carbón.

Los combustibles fósiles son recursos no renovables: no se reponen por procesos biológicos como por ejemplo la madera. En algún momento, se acabarán, y tal vez sea necesario disponer de millones de años de una evolución y descomposición similar para que vuelvan a aparecer.

Petróleo

Con el tiempo, el petróleo se convirtió en la principal fuente de hidrocarburos, pues está formado por una mezcla de estos que van desde los gaseosos, los líquidos a los sólidos y semisólidos como el asfalto y las ceras.

Los hidrocarburos menos complejos y que contienen el menor número de átomos forman el gas natural que consiste principalmente en metano y etano y que mientras que en un principio se desperdiciaban y se veían como un peligro, pues eran con frecuencia la causa de los incendios en los pozos, es hoy en día una de las principales fuentes de energía del mundo.

Otros productos que aunque gaseosos pueden licuarse fácilmente, forman los llamados gases licuados del petróleo (generalmente propano, butano y pentanos) y se utilizan como materia prima para la industria petroquímica o como combustible para las estufas de gas.

Aquellos hidrocarburos que tienen alrededor de ocho átomos de carbono son los constituyentes de la gasolina, mientras que los que contienen alrededor de 16 átomos forman la querosina.

Pero como la distribución de la composición de los hidrocarburos en el petróleo no se ajusta a la demanda que tienen algunas de las fracciones, pronto se comenzó a romper los hidrocarburos de cadenas más largas o a unir los de cadenas más chicas para sintetizar la cantidad requerida de los productos que demandaba el mercado.

El petróleo, el oro negro, que brota de los pozos petroleros de nuestro país, es una mezcla de hidrocarburos, compuestos de carbono e hidrógeno. El petróleo como se dijo, es la fuente principal de alcanos, así como muchas sustancias aromáticas, alicíclicas y heterocíclicas.



Ordinariamente el petróleo mexicano contiene cantidades más o menos grandes de compuestos que contienen azufre, los que se deben quitar para procesar el petróleo.

Asociado con el petróleo o procedente de pozos especiales se encuentra el llamado gas natural. El gas contiene alcanos volátiles, de bajo peso molecular, desde C1 hasta C8 aproximadamente. Su composición varía mucho con el origen, siendo la composición más típica de: 80 % metano, 13 % etano, 3 % propano, 1 % butano, y 0.5 % de alcanos C5 hasta C8, nitrógeno 2-5 %.

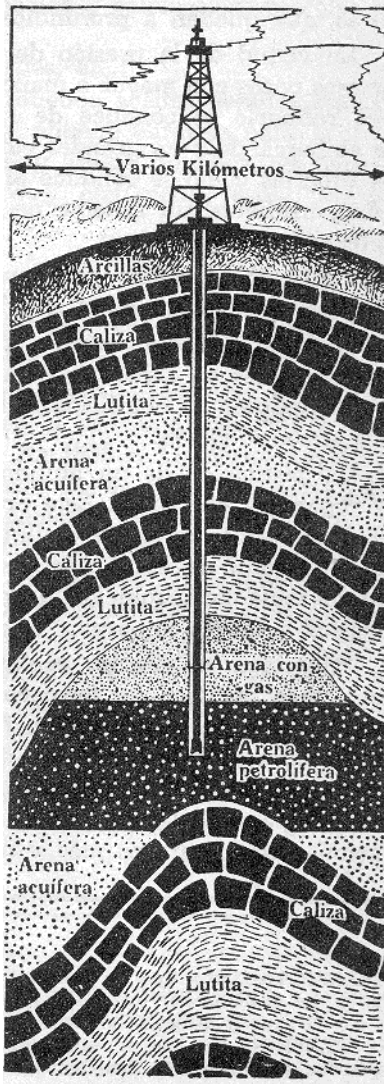


Fig.77.- Esquema de un pozo petrolero.

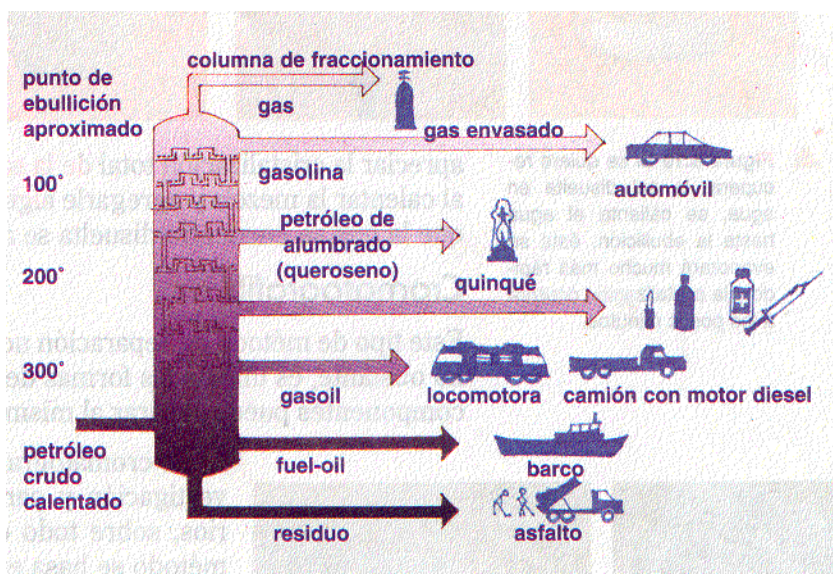
Para extraer el petróleo se perfora el suelo y se van introduciendo en el agujero tubos verticales de acero uno tras otro hasta llegar a las areniscas petrolíferas, que quedan a profundidades de cientos o miles de metros. Debido a la presión los hidrocarburos y los gases salen por esos pozos hasta la superficie, obteniéndose así el petróleo crudo. Para refinarlo se conduce el petróleo de los campos petroleros hasta las refinerías, conduciéndolo por grandes tuberías tal como se conduce el agua potable a las ciudades. Esas bombas llevan, mediante un sistema de bombeo, el petróleo crudo a distancias de centenares de kilómetros. Tanto en el campo petrolero, como en la refinería se almacena el petróleo en grandes tanques cilíndricos de acero. La refinación del petróleo consiste, en primer lugar en separar los gases de los líquidos, luego en eliminar el agua y los compuestos de azufre asociados mediante una serie de tratamientos químicos y después se separan los distintos hidrocarburos por procesos físicos aprovechando sus diferentes puntos de ebullición.

Los compuestos muy afines, tienen puntos de ebullición semejantes. Esta característica se utiliza para separar los hidrocarburos por un proceso llamado destilación fraccionada. Después de que el petróleo ha sido calentado hasta $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ se bombea a una torre fraccionadora de unos 30 m de altura.



Fig.- Vista de una refinera de petrleo.

Los aceites pesados, que no hierven a esa temperatura fluyen inmediatamente al fondo de la torre. Pueden contener aceites lubricantes, parafinas y asfalto, dependiendo de la procedencia del petrleo. Los hidrocarburos restantes, todos ellos vaporizados, se van enfriando gradualmente a medida que ascienden por la torre. La gasolina se licua primero; a



un nivel un poco más alto la querosina, después las naftas.

Cada fracción se recoge al licuarse y es llevada por una complicada red de tuberías a enormes tanques, donde se almacena temporalmente. La

fracción gaseosa que contiene vapor de gasolina se lleva por tuberías hasta lo alto de la torre. La gasolina se enfría y se licua cuando el gas se enfría. Fig.-79.- La operación empleada para separar los componentes del petróleo recibe el nombre de destilación.

La porción remanente de esta fracción, un gas a presión normal, se comprime y se vende como gas doméstico LP, que es el que se usa normalmente para cocinar.

Este proceso de la destilación y muchos procesos más sirven hoy en día para producir productos maravillosos tales como: fibras sintéticas (nylon, orlón, poliéster), plásticos (polietileno de alta y baja densidad, polipropileno de alta y baja densidad, PVC, hule sintético), adhesivos, colorantes, detergentes (aniónicos, catiónicos, no iónicos), medicinas, insecticidas, etc.

Cuando las máquinas de combustión interna comenzaron a aparecer en el mercado, la gasolina que había sido desechada durante la demanda de querosina, comenzó a ser el verdadero negocio. La industria del petróleo se hizo muy grande y comenzaron a aparecer los grandes monopolios que se extendieron por todo el mundo en busca de yacimientos petrolíferos.

FRACCIONES DEL PETRÓLEO			
FRACCIÓN	ALGUNAS PROPIEDADES FÍSICAS	NÚM. DE CARBONOS	Usos
Gas natural	En estado líquido hierve a menos de 20 °C.	1-5	Combustible, producción de hidrógeno
Éter de petróleo	Líquido que hierve entre 20 y 80 °C.	5-7	Disolvente
Gasolina	Líquido que hierve entre 35 y 220 °C.	5-12	Combustible
Queroseno	Líquido que hierve entre 200 y 315 °C.	12-18	Producción de diesel
Aceite ligero	Líquido que hierve a más de 350 °C.	16-20	Lubricante
Cera	Sólido que se funde entre 50 y 60 °C.	20-30	Fabricación de velas
Asfalto	Sólido viscoso.	Mayor de 36	Pavimentación
Residuo	Sólido.	Mayor de 36	Combustible

El petróleo es un líquido oleoso compuesto de carbono e hidrógeno en distintas proporciones. Se encuentra en profundidades que varían entre los 500 y los 4.000 metros. Este recurso ha sido usado por el ser humano desde la Antigüedad: los egipcios usaban petróleo en la conservación de las momias, y los romanos, de combustible para el alumbrado. El petróleo (del griego: πετρέλαιον, "aceite de roca") es una mezcla heterogénea de compuestos orgánicos, principalmente hidrocarburos insolubles en agua. También es conocido como petróleo crudo o simplemente crudo.

Es de origen fósil, fruto de la transformación de materia orgánica procedente de zooplancton y algas que, depositados en grandes cantidades en fondos anóxicos de mares o zonas lacustres del pasado geológico, fueron posteriormente enterrados bajo pesadas capas de sedimentos. La transformación química (craqueo natural) debida al calor y a la presión durante la diagénesis produce, en sucesivas etapas, desde betún a hidrocarburos cada vez más ligeros (líquidos y gaseosos). Estos productos ascienden hacia la superficie, por su menor densidad, gracias a la porosidad de las rocas sedimentarias. Cuando se dan las circunstancias geológicas que impiden dicho ascenso (trampas petrolíferas como rocas impermeables, estructuras anticlinales, márgenes de diapiros salinos, etc.) se forman entonces los yacimientos petrolíferos.

En condiciones normales es un líquido bituminoso que puede presentar gran variación en diversos parámetros como color y viscosidad (desde amarillentos y poco viscosos como la gasolina hasta líquidos negros tan viscosos que apenas fluyen), densidad (entre 0,75 g/ml y 0,95 g/ml), capacidad calorífica, etc. Estas variaciones se deben a la diversidad de concentraciones de los hidrocarburos que componen la mezcla.

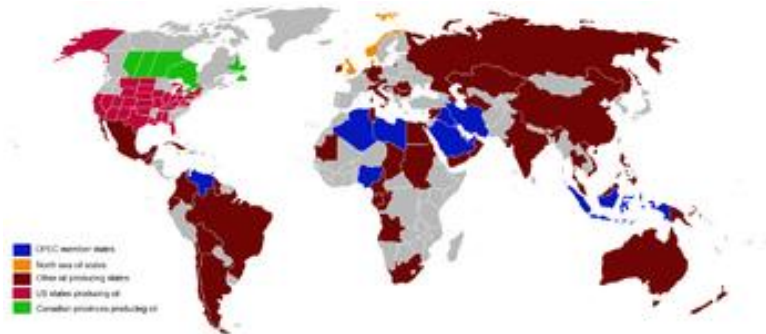
Es un recurso natural no renovable y actualmente también es la principal fuente de energía en los países desarrollados. El petróleo líquido puede presentarse asociado a capas de gas natural, en yacimientos que han estado enterrados durante millones de años, cubiertos por los estratos superiores de la corteza terrestre

La industria petrolera clasifica el petróleo crudo según su lugar de origen (p.e. "West Texas Intermediate" o "Brent") y también relacionándolo con su peso API, (*American Petroleum Institute*) (ligero, medio, pesado, extra pesado); los refinadores también lo clasifican como "dulce", que significa que contiene relativamente poco azufre, o "ácido", que contiene mayores cantidades de azufre y, por lo tanto, se necesitarán más operaciones de refinamiento para cumplir las especificaciones actuales de los productos refinados.

Crudos de referencia.

- Brent Blend, compuesto de quince crudos procedentes de campos de extracción en los sistemas Brent y Ninian de los campos del Mar del Norte, este crudo se almacena y carga en la terminal de las Islas Shetland. La producción de crudo de Europa, África y Oriente Medio sigue la tendencia marcada por los precios de este crudo.
- West Texas Intermediate (WTI) para el crudo estadounidense.

- Dubái se usa como referencia para la producción del crudo de la región Asia-Pacífico.
- Tapis (de Malasia), usado como referencia para el crudo ligero del Lejano Oriente.
- Minas (de Indonesia), usado como referencia para el crudo pesado del Lejano Oriente.



Países productores.

- Arabia Ligero de Arabia Saudita
- Bonny Ligero de Nigeria
- Fateh de Dubái
- Istmo de México (no-OPEP)
- Minas de Indonesia
- Saharan Blend de Argelia
- Merey de Venezuela

La OPEP intenta mantener los precios de su Cesta entre unos límites superior e inferior, subiendo o bajando su producción. Esto crea una importante base de trabajo para los analistas de mercados. La Cesta OPEP, es más pesada que los crudo Brent y WTI.

Relacionándolo con su densidad relativa (gravedad específica) API el *American Petroleum Institute* clasifica el petróleo en "liviano", "mediano", "pesado" y "extra pesado":

Crudo liviano o ligero: tiene densidades API mayores a 31,1 °API

Crudo medio o mediano: tiene densidades relativas API entre 22,3 y 31,1 °API.

Crudo pesado: tiene densidades API entre 10 y 22,3 °API.

Crudo extra pesado: gravedades API menores a 10 °API.

Actualmente, las refinerías y las industrias petroquímicas extraen del petróleo diferentes productos para distintas aplicaciones: gas licuado, gasolina, diésel, aceites lubricantes, además de numerosos subproductos que sirven para fabricar pinturas, detergentes, plásticos, cosméticos, fertilizantes y otros muchísimos artículos.

Carbón.

El carbón es un combustible fósil que se origina por la descomposición de materia vegetal acumulada y cubierta por agua en el fondo de pantanos, lagos o mares poco profundos. El proceso ocurre en ausencia de oxígeno y por la acción de bacterias anaerobias, que además de descomponer la materia vegetal propician que esta vaya aumentando su contenido de carbono (carbonificación). La calidad y el poder calorífico del carbón resultante dependerán del tiempo durante el cual continúe el proceso de carbonificación, así como de las

condiciones de confinamiento/sepultamiento de la materia vegetal; si el estrato queda sepultado bajo capas impermeables, como las arcillas, las condiciones anaeróbicas se preservarán y el proceso de carbonificación será más completo.

El carbón es un tipo de roca formada por el elemento químico carbono mezclado con otras sustancias. Es una de las principales fuentes de energía. En 1990, por ejemplo, el carbón suministraba el 27,2% de la energía comercial del mundo.

Formación.

El carbón se formó, principalmente, cuando los extensos bosques de helechos y equisetos gigantes que poblaban la Tierra hace unos 300 millones de años, en el periodo **Carbonífero** de la era Paleozoica, morían y quedaban sepultados en los pantanos en los que vivían. Al ser el terreno una mezcla de agua y barro muy pobre en oxígeno, no se producía la putrefacción habitual y, poco a poco, se fueron acumulando grandes cantidades de plantas muertas

Con el tiempo nuevos sedimentos cubrían la capa de plantas muertas, y por la acción combinada de la presión y la temperatura, la materia orgánica se fue convirtiendo en carbón.

Tipos de carbón

Según las presiones y temperaturas que los hayan formado distinguimos distintos tipos de carbón: turba, lignito, hulla (carbón bituminoso) y antracita. Cuantas más altas son las presiones y temperaturas, se origina un carbón más compacto y rico en carbono y con mayor poder calorífico.

La turba es poco rica en carbono y muy mal combustible. El lignito viene a continuación en la escala de riqueza, pero sigue siendo mal combustible, aunque se usa en algunas centrales térmicas. La hulla es mucho más rica en carbono y tiene un alto poder calorífico por lo que es muy usada, por ejemplo en las plantas de producción de energía. Está impregnada de sustancias bituminosas de cuya destilación se obtienen interesantes hidrocarburos aromáticos y un tipo de carbón muy usado en siderurgia llamado coque, pero también contiene elevadas cantidades de azufre que son fuente muy importante de contaminación del aire. La antracita es el mejor de los carbones, muy poco contaminante y de alto poder calorífico.

Reservas de carbón.

Figura 7-2 > Reservas de carbón en el mundo.

El carbón es el combustible fósil más abundante en el mundo. Se encuentra sobre todo en el Hemisferio Norte, porque durante el período Carbonífero los continentes que ahora están en el Hemisferio Sur, es decir África, América del Sur y Australia, estaban juntos formando un gran supercontinente llamado Gondwana, que estaba situado muy cerca del polo sur, con un clima poco propicio para la formación de grandes bosques. En cambio lo que ahora son Asia, Europa y América del Norte estaban situados junto al ecuador en una zona cálida, muy adecuada para el desarrollo de las grandes masas vegetales que formaron las capas de carbón.

Los mayores depósitos de carbón están en América del Norte, Rusia y China, aunque también se encuentra en cantidades considerables en algunas islas del Ártico, Europa occidental, India, África del Sur, Australia y la zona este de América del Sur.

Con el actual ritmo de consumo se calculan reservas de carbón para algo más de 200 años, aunque si se tienen en cuenta las que no son fáciles de explotar en el momento actual, las reservas podrían llegar para otros mil años.

Problemas ambientales de la explotación y el uso del carbón

La minería del carbón y su combustión causan importantes problemas ambientales y tienen también consecuencias negativas para la salud humana.

Las explotaciones mineras a cielo abierto tienen un gran impacto visual y los líquidos que de ellas se desprenden suelen ser muy contaminantes. En la actualidad, en los países desarrollados, las compañías mineras están obligadas a dejar el paisaje restituído cuando han terminado su trabajo. Lo normal suele ser que conforme van dejando una zona vacía al extraer el mineral, la rellenen y reforesten para que no queden a la vista los grandes agujeros, las tierras removidas y las acumulaciones de derrubios de ganga que, hasta ahora, eran la herencia típica de toda industria minera. También es muy importante controlar y depurar el agua de lixiviación, es decir el agua que, después de empapar o recorrer las acumulaciones de mineral y derrubios, sale de la zona de la mina y fluye hacia los ríos o los

alrededores. Esta agua va cargada de materiales muy tóxicos, como metales pesados y productos químicos usados en la minería, y es muy contaminante, por lo que debe ser controlada cuidadosamente.

En el proceso de uso del carbón también se producen importantes daños ambientales porque al quemarlo se liberan grandes cantidades de gases responsables de efectos tan nocivos como la lluvia ácida, el efecto invernadero, la formación de smog, etc. El daño que la combustión del carbón causa es mucho mayor cuando se usa combustible de mala calidad, porque las impurezas que contiene se convierten en óxidos de azufre y en otros gases tóxicos.

Tipos de carbón

Existen diferentes tipos de carbones minerales en función del grado de carbonificación que haya experimentado la materia vegetal que originó el carbón. Estos van desde la turba, que es el menos evolucionado y en que la materia vegetal muestra poca alteración, hasta la antracita que es el carbón mineral con una mayor evolución. Esta evolución depende de la edad del carbón, así como de la profundidad y condiciones de presión, temperatura, entorno, etc., en las que la materia vegetal evolucionó hasta formar el carbón mineral.

El rango de un carbón mineral se determina en función de criterios tales como su contenido en materia volátil, contenido en carbono fijo, humedad, poder calorífico, etc. Así, a mayor rango, mayor es el contenido en carbono fijo y mayor el poder calorífico, mientras que disminuyen su humedad natural y la cantidad de materia volátil. Existen varias clasificaciones de los carbones según su rango. Una de las más utilizadas divide a los carbones de mayor a menor rango en:

Antracita

- Bituminoso bajo en volátiles
- Bituminoso medio en volátiles
- Bituminoso alto en volátiles
- Sub-bituminoso
- Lignito
- Turba
- Hulla

La hulla es un carbón mineral de tipo bituminoso medio y alto en volátiles

Gas natural.

El gas natural está compuesto principalmente por metano, un compuesto químico hecho de átomos de carbono e hidrógeno. Se encuentra bajo tierra, habitualmente en compañía de petróleo. Se extrae mediante tuberías, y se almacena directamente en grandes tanques. Luego se distribuye a los usuarios a través de gasoductos. Como es inodoro e incoloro, al extraerlo se mezcla con una sustancia que le da un fuerte y desagradable olor. De este modo, las personas pueden darse cuenta de que existe una filtración o escape de gas. El gas natural es una de las varias e importantes fuentes de energía no renovables formada por una mezcla de gases ligeros que se encuentra frecuentemente en yacimientos de petróleo, disuelto o asociado con el petróleo o en depósitos de carbón. Aunque su composición varía en función del yacimiento del que se saca, está compuesto principalmente por metano en

cantidades que comúnmente pueden superar el 90 o 95% (p. ej., el gas no-asociado del pozo West Sole en el Mar del Norte), y suele contener otros gases como nitrógeno, CO_2 , H_2S , helio y mercaptanos. Como ejemplo de contaminantes cabe mencionar el gas no-asociado de Kapuni (NZ) que contiene hasta 49% de CO_2 . Como fuentes adicionales de este recurso natural, se están investigando los yacimientos de hidratos de metano que, según estimaciones, pueden suponer una reserva energética muy superiores a las actuales de gas natural.

Puede obtenerse también con procesos de descomposición de restos orgánicos (basuras, vegetales - gas de pantanos) en las plantas de tratamiento de estos restos (depuradoras de aguas residuales urbanas, plantas de procesado de basuras, de alpechines, etc.). El gas obtenido así se llama biogás.

Algunos de los gases que forman parte del gas natural extraído se separan de la mezcla porque no tienen capacidad energética (nitrógeno o CO_2) o porque pueden depositarse en las tuberías usadas para su distribución debido a su alto punto de ebullición. Si el gas fuese criogénicamente licuado para su almacenamiento, el dióxido de carbono (CO_2) solidificaría interfiriendo con el proceso criogénico. El CO_2 puede ser determinado por los procedimientos ASTM D 1137 o ASTM D 1945.

El propano, butano e hidrocarburos más pesados en comparación con el gas natural son extraídos, puesto que su presencia puede causar accidentes durante la combustión del gas natural. El vapor de agua también se elimina por estos motivos y porque a temperaturas cercanas a la temperatura ambiente y presiones altas forma hidratos de metano que pueden obstruir los gasoductos. Los compuestos de azufre son eliminados hasta niveles muy bajos para evitar corrosión y olores perniciosos, así como para reducir las emisiones de compuestos causantes de lluvia ácida. La detección y la medición de H_2S se pueden realizar con los métodos ASTM D2385 o ASTM D 2725.

Para uso doméstico, al igual que al butano, se le añaden trazas de compuestos de la familia de los mercaptanos entre ellos el metil-mercaptano, para que sea fácil detectar una fuga de gas y evitar su ignición espontánea.

Ventajas y desventajas del combustible fósil

Ventajas

- Son fáciles de extraer.
- Su gran disponibilidad.
- Su gran continuidad.
- Son baratas, en comparación con otras fuentes de energía.

Desventajas

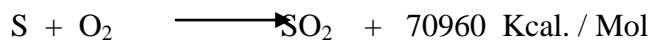
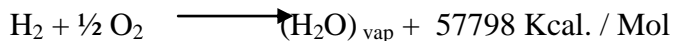
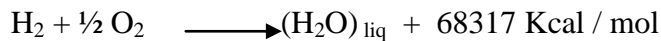
- Su uso produce la emisión de gases que contaminan la atmósfera y resultan tóxicos para la vida.
- Se produce un agotamiento de las reservas a corto o medio plazo
- Al ser utilizados contaminan más que otros productos que podrían haberse utilizado en su lugar.

Procesos de combustión

La mayoría de los procesos de combustión se pueden reducir a las siguientes ecuaciones básicas:

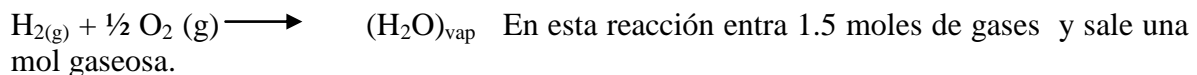
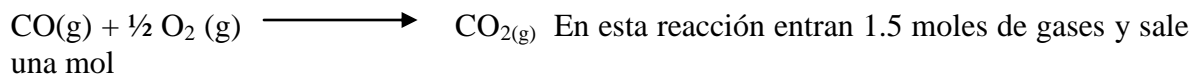
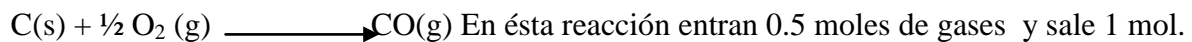


Carbono + oxígeno da bióxido de carbono + energía desprendida

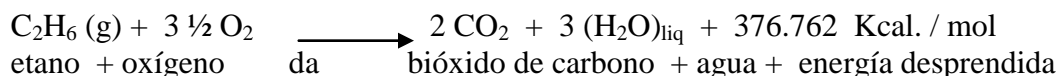
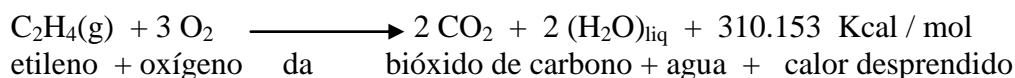
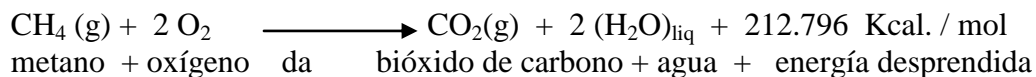


Cuando el agua se forma por combustión, su estado final, líquido o vapor, se debe indicar mediante un sufijo. Por ejemplo $(H_2O)_{liq}$ indica que el agua está en un estado líquido. $(H_2O)_{vap}$ indica que el agua resultante de la reacción está en forma gaseosa.

La combustión de carbón a CO implica el aumento del volumen, mientras que la combustión de CO e H_2 produce en ambos casos una disminución en el volumen desde 1 ½ moles de reactivos, hasta 1 mol de productos.



La combustión de hidrocarburos tales como el metano CH_4 , etano C_2H_6 y etileno C_2H_4 vía proceso de combustión son las representadas por:



Invariablemente como se muestran en las ecuaciones, observamos que el combustible y el comburente se encuentran del lado izquierdo, mientras que los productos de combustión, dióxido de carbono, agua y/o bióxido de azufre, como productos de la combustión en el

lado derecho de la ecuación química, adicionalmente se suele mostrar un número que se refiere a la cantidad de energía emitida por el proceso de combustión. Es conveniente recordar que cuando se emite energía térmica en una reacción, esta es exotérmica y por convención se le asigna un signo negativo, mientras que cuando absorbe energía térmica de los alrededores, la reacción es endotérmica y lleva un signo positivo .

Así en la combustión del gas metano se observa que la energía de combustión por mol de gas metano es ($- 212.796$ Kcal.), es decir, el proceso de combustión del metano está produciendo 212.796 Kcal. y esta energía la está emitiendo. Esta es la razón de porque estas sustancias químicas se usan como combustibles, ya que nos dan energía útil.

Una característica de todas las variantes para producir recursos energéticos utilizables es el hecho de que todos estos “ combustibles “, contienen una energía almacenada potencialmente capaz de transformarse en otras formas de energía que puedan ser fácilmente utilizadas mediante agentes de transformación adecuados.

Y en éste sentido, en el caso particular de los combustibles fósiles como el petróleo en todas sus variantes, como la gasolina, el gas natural, el gas-avión o turbosina, el diésel, y el carbón, estamos hablando de **la energía química** almacenada en estos, y que se pone en evidencia cuando realizamos los procesos de combustión con el oxígeno de la atmósfera.

En Física y Química, se ha manejado la definición de energía como una propiedad intrínseca de la materia y que es capaz de producir todo tipo de trabajo; podemos darnos cuenta que esta definición de la energía es muy apropiada para poder entender que si queremos transformar la energía almacenada en un determinado “ combustible “, debemos producir un proceso que sea capaz de realizar esta transformación. Y en éste sentido, no es casual, que la Primera ley de la Termodinámica se exprese de la siguiente manera :

La energía no se crea ni se destruye solo se transforma de una forma en otra.

De manera que entonces al hablar de la energía química almacenada en un combustible fósil, estamos pensando en una serie de sustancias químicas que conforman al combustible y que mediante el proceso de combustión transformamos en *energía utilizable* ya sea en forma de calor (energía térmica en tránsito) o trabajo (energía mecánica en tránsito), mediante los dispositivos adecuados. La energía producida mediante una reacción química puede evaluarse experimentalmente mediante aparatos llamados calorímetros. Con estos dispositivos se obtiene lo que ha dado en llamarse el *valor calorífico* de una reacción. En la práctica se habla de dos valores caloríficos:

- Valor calorífico superior : el agua está presente en los productos como líquido.
- Valor calorífico inferior: el agua está presente en los productos en su estado de vapor.

Para el hidrógeno el valor calorífico inferior es aproximadamente 19 % menor que el valor calorífico superior.

Normalmente, el valor calorífico superior es el que debería usarse, pero como en la práctica, el agua formada por combustión sale como vapor, se debe usar el valor calorífico inferior en los cálculos prácticos.

El valor calorífico del carbón normalmente se refiere a la forma amorfa como se encuentra en el hollín, en el carbón de leña, y el carbón de *hulla*. Las otras formas de carbón que son difíciles de quemar tienen valores caloríficos menores, como son el alfa-grafito 7838.5 Kcal. / Kg.; el beta-grafito 7862.4 Kcal. / Kg. y el diamante 7879.1 Kcal. /Kg.

En el caso de combustibles que contienen humedad, la diferencia entre el valor calorífico superior e inferior incluye el calor latente de ésta humedad también como el de la humedad formada por la combustión.

Calor de combustión.

Es el calor que se desprende en una reacción química en la que se quema una materia en presencia de oxígeno, para obtener CO_2 y H_2O .

Se define el calor específico de combustión (l) como la cantidad de calor (Q) que cede la unidad de masa del cuerpo al quemarse totalmente. El calor específico de combustión (l) se expresa en unidades de energía (J) por unidades de masa (kg) y depende del tipo de combustible. Iguales masas de combustibles diferentes, desprenden diferentes cantidades de calor (Q) al quemarse totalmente. De otro modo, masas diferentes del mismo combustible desprenden, también, diferentes cantidades de calor (Q). La cantidad de calor (Q) desprendida por cierta masa (m) de combustible, al quemarse totalmente, puede ser calculada mediante la fórmula: $Q = l m$.

El calor específico de combustión generalmente se relaciona con los materiales considerados como combustibles tradicionales (petróleo, carbón, alcohol, leña, etc.), pero también puede ser asociado con los combustibles alternativos; por lo que es importante conocer las potencialidades combustibles de diferentes materiales que no se emplean con frecuencia en la combustión, mediante el conocimiento de sus calores específicos de combustión.

Para poder apreciar con más claridad las potencialidades combustibles de los materiales que se emplean en la combustión para lograr el desprendimiento de energía térmica, resulta posible iniciar el análisis con el conocimiento de los calores específicos de combustión de dichos materiales (ver tabla).

Tabla comparativa con los calores específicos de combustión de diversos materiales que pueden ser empleados como combustibles en procesos térmicos, donde sea necesario liberar energía en forma de calor.

Material combustible	Calor específico de combustión(MJ/kg)
Hidrógeno	
Gas metano	142
Gasolina	55
Petróleo crudo	47
Queroseno	47
Carbón bituminoso	46
Antracita	36
Coque	35
Alcohol etílico	34
Carbón vegetal	30
Alcohol metílico	30
Madera de pino	22
Cascarón de coco	21
Turba seca	20
Leña seca	20
Turba húmeda	18
Aserrín seco	16
Cáscara de arroz	15
Lignito	15
Bagazo de caña seco	13
Leña verde	9
Planta de maíz seca	9
Aserrín húmedo	8

En las Tablas 1, 2 y 3 se reporta el valor calorífico de algunos combustibles

TABLA 1. Combustibles sólidos.

Combustible	% cenizas	% humedad	% de C	% de H ₂	Val. Sup Kcal/ Kg	Cal. Kcal/ Kg	Val. Inf. Kcal / Kg	Cal. Kcal / Kg
Madera seca en aire.	< 0.5	10 – 20	50	6	3780 4281	–	3503 4003	–
Briquetas de lignito	4 – 10	12 – 18	65 – 75	5 – 8	5000 5115	–	4726 4838	–
Carbón	3 – 12	0 – 10	80 – 90	4 – 6	7005 8395	–	6505 8173	–
Antracita	2 – 6	0 – 5	90 – 94	3 – 4	8006 8284	–	7784 8118	–

Hulla	8 – 10	1 – 7	97	0.4 – 0.7	6727 7284	–	6672 7284	–
-------	--------	-------	----	-----------	--------------	---	--------------	---

TABLA 2. Combustibles líquidos.

Combustible	% en peso		Temp. Ebullición °C	Val. Calor.		Dens 15.5 °C Kg./ M ³
	C	H		Sup	Inf	
Alcohol etílico	52	13	78.5	7145	6445	796.2
Benceno	92.2	7.8	80.2	10000	9597	884.3
Tolueno	91.2	8.8	110.7	10220	9758	890.7
Xileno	90.5	9.5	139.4	10280	9750	870
Heptano	83.9	16.1	98.4	11470	10680	682.5
Octano	84.1	15.9	125.5	11590	10660	701.7
Gasolina	85	15	60 – 120	11010	10280	700 740

TABLA 3 Combustibles gaseosos

Gas	Símbolo	Peso específico (aire = 1)	Masa molecular	Valor Calor. Sup. Inf. Kcal / M ³
Hidrógeno	H ₂	0.0695	2.016	3057 2577
Metano	CH ₄	0.554	16.03	9570 8615
Propano	C ₃ H ₈	1.52	44.06	25500 21670
Butano	C ₄ H ₁₀	2.00	58.08	30616 28300
Etileno	C ₂ H ₄	0.975	28.03	15400 14470
Propileno	C ₃ H ₆	1.45	42.05	22270 20853
Butileno	C ₄ H ₈	1.935	56.06	29100 27320
Acetileno	C ₂ H ₂	0.906	26.02	16050 13460

Se puede estimar el valor calorífico total de un combustible sólido o líquido mediante la siguiente ecuación empírica:

$$H_N = [8106 \times c + 28022 \times (h - 1/8 o) + 2502 \times s - 600.5 \times w] \text{ Kcal / Kg}$$

En donde c, h, o, s y w son los pesos de carbón, hidrógeno, oxígeno, azufre, y humedad presentes en 1 kilogramo de combustible.



La combustión decimos que es completa si todo el combustible se quema a CO_2 , H_2O y SO_2 . Se denomina incompleta cuando los productos finales contienen carbón sin quemar (en las cenizas o en el hollín), o gases combustibles (monóxido de carbono, hidrógeno, metano, u otros hidrocarburos.)

Comentarios

Cuando se estudian los valores relativos a los calores específicos de combustión de los combustibles, se pueden extraer algunas conclusiones de relevante importancia para lograr mayor eficiencia en su empleo.

Resulta interesante apreciar cómo el calor de combustión de la leña seca es el doble del correspondiente a la leña verde. Este hecho nos conduce a concluir que si cierta masa (m) de leña húmeda desprende una cantidad de calor (Q) al quemarse totalmente, entonces, cuando quemamos una masa ($m/2$) de leña seca podemos obtener la misma cantidad de calor. En otras palabras, al utilizar la leña seca se ahorra la mitad de la madera que se quema. Esto nos indica que durante la utilización de la madera como combustible siempre será más conveniente emplear la leña seca, en consideración a su calor de combustión. En los fogones que emplean leña se puede incrementar la eficiencia de estos, mediante la sustitución del empleo de la leña verde por leña seca.

Si por otro lado se comparan los valores del calor de combustión del carbón vegetal y de la leña seca, se puede concluir que el valor del primero es aproximadamente 1,7 veces mayor. De aquí que la opción de utilizar el carbón vegetal en sustitución de la leña no sea despreciable en términos de eficiencia. Por otra parte, la combustión del carbón vegetal resulta mucho menos contaminante que la combustión de la leña seca. Estos datos demuestran que en lugar de continuar el empleo de la leña en los fogones, sería recomendable incrementar la fabricación del carbón, que es más eficiente por su potencia calorífica y más ecológica como combustible.

Los calores de combustión de la cáscara del arroz y del cascarón de coco muestran que estos residuos tienen propiedades combustibles apreciables. Su combustión debe siempre estar vinculada con procesos productivos, ya que su quema indiscriminada representa la pérdida de grandes cantidades de energía. El calor desprendido al quemar una tonelada de cáscara de arroz, es equivalente a la combustión de 320 kg de petróleo crudo.

Entre los combustibles relacionados en la tabla se destaca el significativo valor del calor de combustión del hidrógeno. Este gas tiene propiedades muy importantes como portador energético y sus potencialidades de obtención a partir de la reconversión de la energía solar están dando resultados muy satisfactorios en la actualidad.

Otro gas, en este caso el metano, tiene también un valor de calor de combustión considerable. El metano, que puede ser obtenido fácilmente mediante la fermentación de la biomasa en los digestores y con un bajo costo de producción, tiene una amplia utilización práctica como combustible, tanto doméstico como en la industria. Su alto poder de

combustión indica que el incremento en su producción debe ser un objetivo para garantizar una fuente estable de energía a partir de los residuales de la biomasa.

Entalpía.

La entalpía, (simbolizada como H , también llamada contenido de calor) es la suma de la energía interna de la materia y el producto de su volumen multiplicado por la presión. La entalpía es una función de estado cuantificable; la **entalpía** total de un sistema no puede ser medida directamente, en cambio la variación de entalpía de un sistema sí puede ser medida. La entalpía se puede aplicar sólo a cuerpos a presión constante.

Cambios de entalpía estándar de reacción

Para estudiar desde un punto de vista termodinámico una reacción química, se considera que el estado inicial lo constituyen los reactivos puros y separados, y el estado final lo constituyen los productos de reacción, también puros y separados. Las propiedades termodinámicas de cada sustancia son diferentes, por lo que una reacción química va acompañada de un cambio en las funciones termodinámicas del sistema. Para poder evaluar este cambio se tabulan las propiedades termodinámicas de sustancias individuales (H , C_p , S , G ...). En general, los valores tabulados de entalpías, se refieren a los valores asignados a las sustancias químicas en sus **estados convencionales**. El estado convencional de una sustancia se elige arbitrariamente como el **estado normal o estándar** de la sustancia a 25°C y 1 bar. (1 atm).

Estado estándar o normal :

El estado estándar de una sustancia, es la forma pura más estable de la misma, a la presión de 1 bar y a la temperatura especificada. Si la sustancia es un gas a esa presión y temperatura, el estado estándar se elige como aquel en el que el gas se comporta como gas ideal.

En el caso de disoluciones líquidas ideales (o disoluciones sólidas ideales) el estado estándar de cada componente se elige como el líquido (o el sólido puro) a la T y P de la disolución (o a $P=1\text{bar}$, realmente hay poca diferencia si la presión no es muy alta). En el caso de disoluciones diluidas ideales el estado estándar del disolvente se elige como el líquido (o el sólido puro) a la T y P de la disolución, sin embargo el estado estándar del soluto es un estado ficticio a la T y P de la disolución, que resulta de extrapolar las propiedades del soluto en las disoluciones muy diluidas al caso límite en el que su fracción molar fuera 1. En el caso de disoluciones no ideales hay dos convenios diferentes, uno supone elegir el estado estándar de las disoluciones ideales, y el otro el de las disoluciones diluidas ideales, (el convenio ha de especificarse, porque en cualquier caso debe cumplirse que $\mu_i = \mu_i^0 + RT \ln a_i$, lo que implica un valor diferente de μ_i^0 , de a_i y de γ_i).

Para cada valor de temperatura existe un único estado normal de una sustancia pura dada, dicho estado se representa por \overline{H}_T^0 y se lee entalpía molar estándar a la temperatura T .

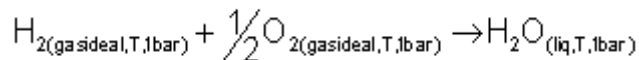
Arbitrariamente la entalpía molar de cada elemento a la presión de 1 bar y temperatura de 25°C es tomado como cero. Existen elementos como es el caso del carbono que tienen varias formas alotrópicas, el diamante y el grafito. Para tales elementos, se toma como sustancia de referencia la forma estable a 25°C y 1 bar. En este caso la forma más estable es el grafito, y su entalpía es cero, pero no es cero la del diamante. Este convenio arbitrario se aplica a elementos no a compuestos, excepción hecha de los gases diatómicos homonucleares.

¿Cómo se calcula la entalpía estándar de un compuesto a la temperatura T?

Para poder calcular la entalpía estándar de un compuesto a la presión de 1 bar y temperatura T, debemos definir la entalpía estándar de formación de ese compuesto a dicha temperatura T, y la definimos como: la variación de entalpía para el proceso en el que se forma 1 mol de la sustancia en su estado estándar a la temperatura T, a partir de los elementos que lo constituyen, los cuales se encuentran en sus estados estándar a la misma temperatura T.

Por ejemplo, ¿cuál será la entalpía estándar del H₂O (25°C, 1 bar)?.

Para determinarlo debemos considerar que la forma estable del agua a 25°C y 1 bar es líquida, y que los elementos que la forman son H₂ y O₂, que en esas condiciones son gases, por tanto el proceso de formación será:



Por tanto durante esta reacción el cambio de entalpía será igual a la entalpía del estado final menos la entalpía del estado inicial:

$$\Delta H_{f, T(\text{H}_2\text{O})}^0 = \overline{H}_{T(\text{H}_2\text{O})}^0 - \overline{H}_{T(\text{H}_2)}^0 - \frac{1}{2} \overline{H}_{T(\text{O}_2)}^0$$

Si esta reacción se pudiera llevar a cabo en el laboratorio en esas condiciones, se mediría el cambio de entalpía que se produce y como por convenio las entalpías estándar de los "elementos químicos" (H₂ y O₂) a T=25°C son cero, la ecuación anterior nos da la entalpía estándar a 25°C del H₂O, que es su entalpía de formación a esa temperatura:

$$\Delta H_{f, 298 \text{ K}(\text{H}_2\text{O})}^0 = \overline{H}_{298 \text{ K}(\text{H}_2\text{O})}^0$$

Los datos de los calores de formación de algunas sustancias se encuentran tabulados en la literatura científica, para que puedan utilizarse. Ver tabla

Entalpías de formación de algunos compuestos inorgánicos a 25 °C

Compuesto	$\Delta\tilde{H}_F^0$ kcal/gmol
AlCl ₃ (s)	-163.8
Al (OH) ₃ (s)	-304.8
Al ₂ (SO ₄) ₃ (s)	-820.99
S (s) rómbico	0
S (s) monoclinico	-0.071
SO ₂ (g)	-70.94
SO ₃ (g)	-94.39
BaCl ₂ (s)	-205.25
Ba (OH) ₂ (s)	-225.9
Ba S (s)	-111.2
Ba SO ₄ (s)	-340.2
CaCl ₂ (s)	-190.6
CaCO ₃ (s)	-289.5
CaO (s)	-151.7
Ca(OH) ₂	-235.58
C (s) grafito	0
C (s) diamante	0.453
C (s) amorfo, coque	2.6
CO (g)	-26.416
CO ₂ (g)	-94.052
ZnCl ₂ (s)	-99.9
ZnSO ₄ (s)	-233.4
CuS (s)	-11.6
Cu ₂ S (s)	-18.97
CuSO ₄ (s)	-184.7
H ₂ SO ₄ (l)	-193.91
HBr (g)	-8.66
HCl (g)	-22.063
HF (g)	-64.2
H ₂ O (g)	-57.7979
H ₂ O (l)	-68.3174

Compuesto	$\Delta \tilde{H}_F^{\circ}$ kcal/gmol
H ₂ S (g)	-4.815
HNO ₃ (l)	-41.404
Fe ₂ O ₃ (s)	-196.5
FeS ₂ (s)	-42.52
Fe ₂ (SO ₄) ₃ (s)	-653.1
MgCl ₂ (s)	(-153.2)
MnCl ₂ (s)	-112
MnO (s)	-92.04
MnO ₂ (s)	-124.55
NH ₃ (g)	-10.96
NH ₄ Cl (s)	-75.23
NH ₄ OH (aq)	-87.59
NO (g)	21.6
NO ₂ (g)	7.96
N ₂ O ₅ (s)	-10
AuCl (s)	-8.3
AgCl (s)	-30.11
AgNO ₃ (s)	-29.4
KCl (s)	-104.348
KClO ₄ (s)	-103.8
KI (s)	-78.88
KMnO ₄ (s)	-192.9
KOH (s)	-102.02
SiO ₂ (s)	-203.35
NaBr (s)	-86.72
NaCl (s)	-98.321
NaF (s)	-135.94
NaNO ₃ (s)	-111.71
NaOH (s)	-101.96
Na ₃ PO ₄ (s)	-457.0

Fuente: O.A. Hougen, K.M. Watson and R.A. Ragatz. **Chemical Process Principles. Part I.** John Wiley and Sons, Inc. Nueva York, 1954.

Consideraciones sobre la medida de las entalpías de formación de compuestos:

Reacción química: Para cualquier reacción química se define la "**entalpía normal de reacción**" (o con más propiedad cambio de entalpía normal de reacción) como la variación de entalpía al transformarse los números de moles estequiométricos de reactivos puros, separados y en sus estados estándar a la temperatura T, en los números de moles estequiométricos de productos puros, separados, y cada uno en su estado normal a la misma temperatura T.

Cálculo de la variación de entalpía estándar para una reacción.

Sea la reacción: $aA + bB \rightarrow cC + dD$

La variación de entalpía estándar para esta reacción a una temperatura T vendrá dada por:

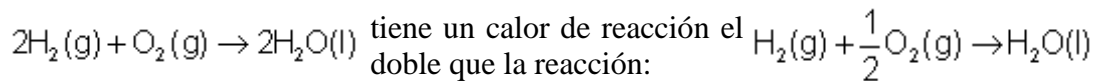
$$\Delta H_T^0 = cH_T^0(c) + dH_T^0(d) - aH_T^0(a) - bH_T^0(b)$$

Donde los valores de H_T^0 son las entalpías molares de las sustancias en su estado estándar a la temperatura T.

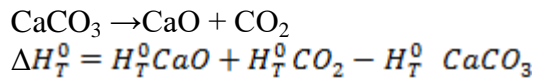
La ecuación anterior también puede expresarse $\Delta H_T^0 = \sum_i \nu_i \overline{H_{T,i}^0}$ sus unidades son del siguiente modo: J/mol,

Y donde los coeficientes estequiométricos se consideran positivos para los productos y negativos para los reactivos.

El calor de reacción o la variación de entalpía de una reacción depende de cómo se exprese esta. Por ejemplo:

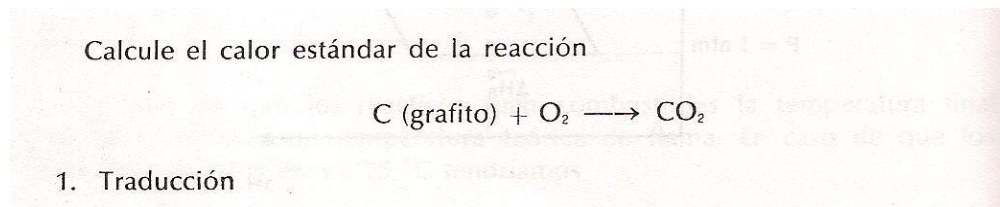


Los calores estándar de cualquier reacción, se pueden obtener a partir de los calores de formación. Si consideramos la reacción:

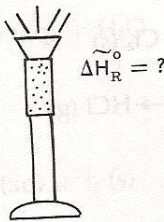


Para calcular el calor de reacción se siguen las mismas etapas que para el cálculo de las entalpías de formación de compuestos, con la diferencia de que los reactivos no tienen por qué ser necesariamente elementos.

Ejemplo.



$C + O_2 \rightarrow CO_2$



$\Delta \tilde{H}_R^0 = ?$

2. Planteamiento

2.1 Discusión

Para hallar el calor de reacción estándar se deberán obtener los calores de formación de los reactivos y los productos. En este caso, para carbón en forma de grafito y para el oxígeno el calor de formación es cero, y el calor de reacción es igual al calor de formación de bióxido de carbono. En caso de que el carbono estuviera en otra forma alotrópica, su calor de formación sería diferente de cero.

2.2 Calor estándar

$$\Delta \tilde{H}_R^0 = \Delta \tilde{H}_f^0 CO_2 - \Delta \tilde{H}_f^0 O_2 - \Delta \tilde{H}_f^0 C = \Delta \tilde{H}_f^0 CO_2$$

3. Cálculos

3.1 Calor de reacción estándar (apéndice XXI)

$$\Delta \tilde{H}_f^0 CO_2 = -94.05 \text{ kcal/g mol}$$

$$\therefore \Delta \tilde{H}_R^0 = -94.05 \text{ kcal/g mol de carbono}$$

4. Resultado

La reacción es exotérmica y desprende 94.05 kcal por cada gramo mol de carbono quemado, si la reacción se lleva a cabo a 25 °C y 1 atm.

CALORES DE COMBUSTION

No siempre es posible tener los datos de los calores de formación, especialmente de los compuestos orgánicos; sin embargo, los calores de reacción se pueden determinar a partir de los calores de combustión

$$\Delta \tilde{H}_R^0 = \sum_R^n n_R \Delta \tilde{H}_{C,R}^0 - \sum_P^n n_P \Delta \tilde{H}_{C,P}^0$$

Estos calores se encuentran tabulados para las sustancias más comunes.

En donde $\Delta \tilde{H}_{C,R}^0$ son los calores estándar de combustión de los reactivos.

APENDICE XX

Calores de combustión de algunos compuestos orgánicos

Compuestos	Fórmula	Calor de combustión – $\Delta\tilde{H}_C^\circ$ Agua líquida y CO ₂ kcal/g mol
Metano	CH ₄ (g)	212.798
Etano	C ₂ H ₆ (g)	372.82
Propano	C ₃ H ₈ (g)	530.605
n-Butano	C ₄ H ₁₀ (g)	687.982
iso-Butano	C ₄ H ₁₀ (g)	686.342
n-Pentano	C ₅ H ₁₂ (g)	845.16
n-Hexano	C ₆ H ₁₄ (g)	1 002.57
n-Heptano	C ₇ H ₁₆ (g)	1 160.01
n-Octano	C ₈ H ₁₈ (g)	1 317.45
Benceno	C ₆ H ₆ (g)	789.08
Tolueno	C ₇ H ₈ (l)	934.5
Acetileno	C ₂ H ₂ (g)	310.615
Alcohol etílico	C ₂ H ₅ OH (l)	326.7
Alcohol metílico	CH ₄ O (l)	173.65
Acido acético	C ₂ H ₄ O ₂ (l)	208.34
Formaldehido	CH ₂ O (g)	134.67
Acetona	C ₃ H ₆ O (l)	427.79
Acetaldehido	C ₂ H ₄ O (g)	284.98
Sacarosa	C ₁₂ H ₂₂ O ₁₁ (s)	1 348.9
Acetato de etilo	C ₄ H ₈ O ₂ (l)	538.76

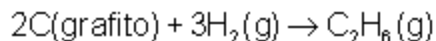
Fuente: O.A. Hougen, K.M. Watson and R.A. Ragatz. **Chemical Process Principles. Part I.** John Wiley and Sons, Inc. Nueva York, 1954.

Leyes termoquímicas.

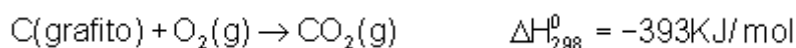
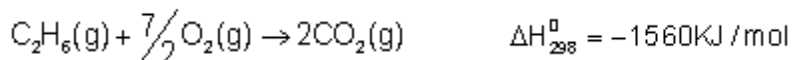
Las entalpías estándar de reacción se pueden calcular a partir de los valores tabulados de las entalpías de formación de los compuestos que intervienen en la reacción. Esto se debe a que la entalpía es una función de estado, por lo que su valor es independiente de la trayectoria entre los estados inicial (reactivos) y final (productos). Así, y aunque se formularon de forma independiente, los enunciados de las leyes termoquímicas son consecuencia del Primer Principio de la Termodinámica:

- El cambio energético que acompaña a una reacción química es de magnitud exactamente igual pero de signo opuesto al que va asociado a la misma reacción cuando se realiza en sentido opuesto (Ley de Lavoisier y Laplace).
- El cambio energético que acompaña a una reacción química a P o V constante, es independiente de si la reacción se produce en una o en varias etapas (Ley de Hess).

Por ejemplo: Si queremos calcular la entalpía normal de formación a 298 K del $C_2H_6(g)$, se tendrá que llevar a cabo la siguiente reacción:



Sin embargo, a 298 K mezclando $C(\text{grafito})$ e hidrógeno es imposible obtener etano, pero si podemos medir experimentalmente los calores de combustión a 298 K de los reactivos y productos de esta reacción. Las reacciones y sus valores de entalpías son:



Al multiplicar la primera ecuación por (-1), la segunda por 2 y la tercera por 3 y teniendo en cuenta: $\Delta H_T^0 = \sum_i \nu_i \overline{H_{T,i}^0}$

se obtiene:

$$-(-1560 \text{ kJ/mol}) = -2\overline{H^0}(CO_2) - 3\overline{H^0}(H_2O) + \overline{H^0}(C_2H_6) + \frac{7}{2}\overline{H^0}(O_2)$$

$$2(-393 \text{ kJ/mol}) = 2\overline{H^0}(CO_2) - 2\overline{H^0}(O_2) - 2\overline{H^0}(C)$$

$$3(-286 \text{ kJ/mol}) = 3\overline{H^0}(H_2O) - 3\overline{H^0}(H_2) - \frac{3}{2}\overline{H^0}(O_2)$$

Todos los valores de entalpía de los componentes se han tomado a 298 K. Si sumamos las tres ecuaciones anteriores obtenemos:

$$-85 \text{ kJ/mol} = \overline{H^0}(C_2H_6) - 2\overline{H^0}(C) - 3\overline{H^0}(H_2)$$

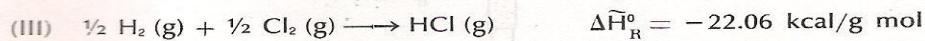
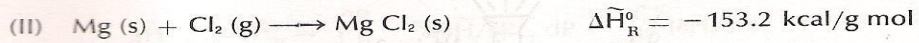
Que es el valor buscado de la entalpía estándar a 298 K para el etano, su entalpía de formación.

El procedimiento de combinar las entalpías de varias reacciones para obtener el de una reacción dada es la aplicación de las Leyes Termoquímicas enunciadas.

Problema.

Encuentre el calor estándar de la reacción
 (I) $Mg(s) + 2 HCl(g) \longrightarrow MgCl_2(s) + H_2(g)$

a partir de las ecuaciones



1. Planteamiento

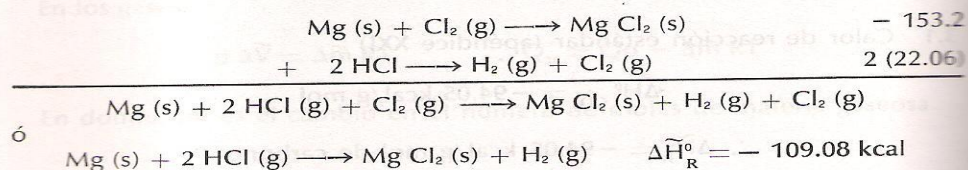
1.1 Discusión

Al lado de los reactivos y productos aparecen las letras (s) y (g); esto quiere decir sólido y gaseoso. Estas letras se suelen usar cuando puede haber confusión sobre el estado físico de las sustancias; cuando se omiten, significa que la sustancia está en su forma más común a 25 °C y 1 atm.

Para resolver el problema tendremos que recordar la regla de Hess, o sea, que podremos operar las reacciones como si fueran ecuaciones algebraicas.

1.2 Calor estándar

Si multiplicamos la tercera ecuación por dos y la restamos de la segunda (la resta se efectúa poniendo los reactivos como productos, y viceversa, y cambiando de signo a $\Delta\tilde{H}_R^0$)



Esta ecuación es idéntica a la primera.

2. Resultado

La reacción desprende 109.18 kcal por cada gramo mol de magnesio.

Problema.

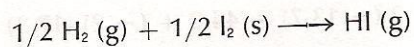
Calcule el calor de formación del ácido iodhídrico en el estado gaseoso a partir de los datos siguientes:

- | | |
|--|---|
| 1) $\text{HI (aq)} + \text{KOH (aq)} \longrightarrow \text{KI (aq)} + \text{H}_2\text{O}$ | $\Delta\tilde{H}_R^0 = - 13.7 \text{ kcal/g mol}$ |
| 2) $\text{HCl (aq)} + \text{KOH (aq)} \longrightarrow \text{KCl (aq)} + \text{H}_2\text{O}$ | $\Delta\tilde{H}_R^0 = - 13.7 \text{ kcal/g mol}$ |
| 3) $\text{H}_2 \text{ (g)} + \text{Cl}_2 \text{ (g)} \longrightarrow 2 \text{ HCl (g)}$ | $\Delta\tilde{H}_R^0 = - 44.1 \text{ kcal/g mol}$ |
| 4) $\text{HCl (aq)} \longrightarrow \text{HCl (g)} + \text{aq}$ | $\Delta\tilde{H}_R^0 = 17.3 \text{ kcal/g mol}$ |
| 5) $\text{Cl}_2 \text{ (g)} + 2 \text{ KI (aq)} \longrightarrow 2 \text{ KCl (aq)} + \text{I}_2 \text{ (s)}$ | $\Delta\tilde{H}_R^0 = - 52.4 \text{ kcal/g mol}$ |
| 6) $\text{HI (aq)} \longrightarrow \text{HI (g)} + \text{aq}$ | $\Delta\tilde{H}_R^0 = 19.4 \text{ kcal/g mol}$ |

1. Planteamiento

1.1 Discusión

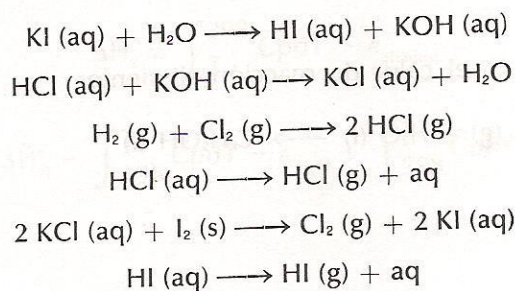
La ecuación requerida es:



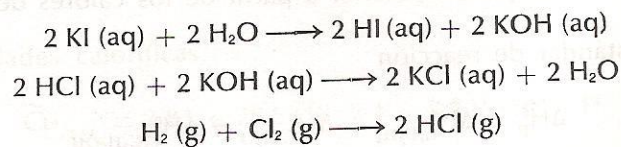
El sistema se puede resolver utilizando la ley de Hess. El término (aq) significa que una sustancia está a dilución infinita en agua, o sea, que ya no produce más calor de disolución.

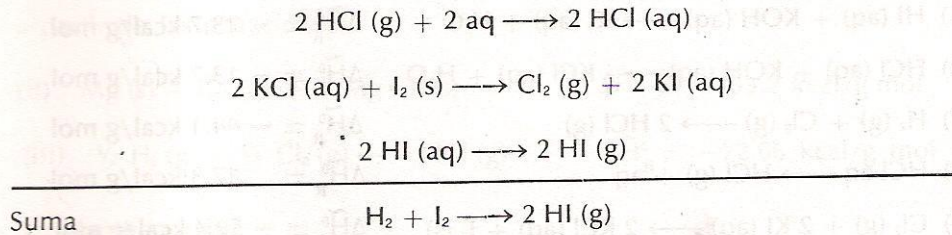
1.2 Calor estándar de reacción

Reacomodando las ecuaciones,



Para obtener el resultado requerido, sólo será necesario balancear las ecuaciones anteriores:





De lo anterior

$$\Delta \tilde{H}_f^\circ = 1/2 [- 2 \Delta \tilde{H}_{R1}^\circ + 2 \Delta \tilde{H}_{R2}^\circ + \Delta \tilde{H}_{R3}^\circ - 2 \Delta \tilde{H}_{R4}^\circ - \Delta \tilde{H}_{R5}^\circ + 2 \Delta \tilde{H}_{R6}^\circ]$$

2. Cálculos

2.1 Calor estándar de formación

$$\begin{aligned}
 \Delta \tilde{H}_f^\circ &= 1/2 [2 (13.7) + 2 (- 13.7) - 44.2 + (- 2) (17.3) + 52.4 + 2 (19.4)] = \\
 &= 6.2 \text{ kcal/g mol}
 \end{aligned}$$

3. Resultado

El calor de formación es de 6.2 kcal por gramo mol de ácido iodhídrico.

Influencia de la temperatura en las entalpías de reacción.

Muchas reacciones no ocurren a 298 K, por lo que debe analizarse como adaptar los datos tabulados a otras condiciones. Supongamos que hemos determinado un cierto calor de reacción a la temperatura T_1 y queremos conocer su valor a la temperatura T_2 . Para determinar cómo varía la entalpía de reacción con la temperatura, manteniendo la P constante, se deriva con respecto a T la expresión que nos da la entalpía de reacción:

$$\frac{d\Delta H^\circ}{dT} = \sum_i v_i \frac{d\bar{H}_i^\circ}{dT} \quad \text{y como:} \quad \left(\frac{d\bar{H}_i^\circ}{dT} \right)_P = \bar{C}_{P,i} \quad \text{se tiene} \quad \frac{d\Delta H^\circ}{dT} = \sum_i v_i \bar{C}_{P,i} \equiv \Delta C_P^\circ$$

integrando entre T_1 y T_2 se obtiene $\Delta H_{T_2}^\circ - \Delta H_{T_1}^\circ = \int_{T_1}^{T_2} \Delta C_P^\circ dT$ Conocida como **ecuación de Kirchhoff**

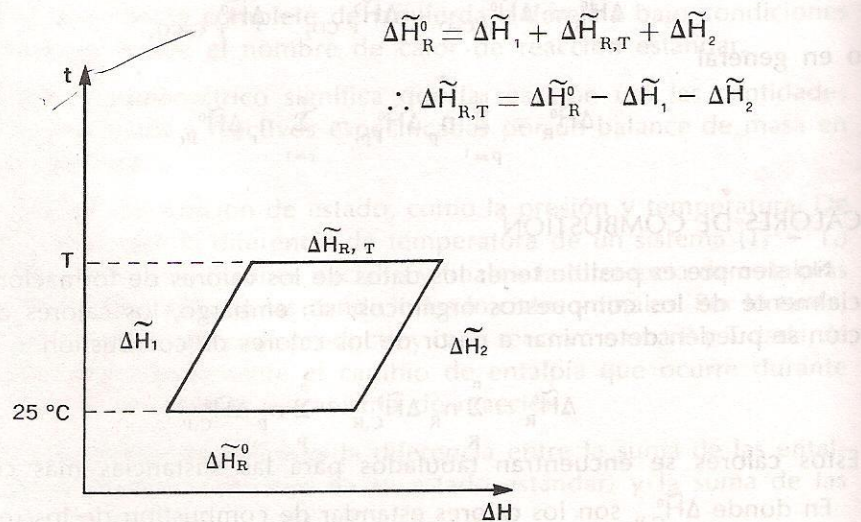
! Importante.

Para poder integrar la ecuación debemos conocer la dependencia de las capacidades caloríficas de productos y reactivos con la temperatura. Cuando el rango de temperaturas es pequeño se suele despreciar esta dependencia y podemos sacar fuera de la integral la variación de C_p° cuando no es así hay que integrar dicha variación con respecto a T

CALORES DE REACCION A UNA TEMPERATURA DIFERENTE DE LA ESTANDAR

Las entalpías de formación tabuladas se refieren a las entalpías de formación a la temperatura de 25 °C. Estas entalpías se pueden usar para obtener las entalpías de reacción a 25 °C. Sin embargo, se sabe experimentalmente que el calor de reacción depende de la temperatura, por lo que es necesario saber calcular la entalpía de reacción a cualquier temperatura.

Consideremos la reacción para convertir CO en CO₂. De acuerdo con la regla de Hess



En donde $\Delta\tilde{H}_{R,T}$ = calor de reacción a una temperatura dada diferente de 25 °C. $\Delta\tilde{H}_R^0$ = calor estándar de reacción.

$\Delta\tilde{H}_1$ = calor necesario para calentar los reactivos de 25 a T °C.

$\Delta\tilde{H}_2$ = calor necesario para enfriar los productos de T a 25 °C.

$$\therefore \Delta\tilde{H}_{R,T} = \Delta\tilde{H}_R^0 - \int_{298}^T \tilde{C}_p(\text{reactivos}) dT - \int_T^{298} \tilde{C}_p(\text{productos}) dT$$

$$\text{ó, } \Delta\tilde{H}_{R,T} = \Delta\tilde{H}_R^0 + \int_{298}^T \tilde{C}_p(\text{productos}) dT - \int_{298}^T \tilde{C}_p(\text{reactivos}) dT$$

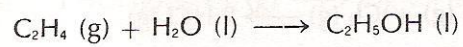
$$\Delta\tilde{H}_{R,T} = \Delta\tilde{H}_R^0 + \int_{298}^T \Delta\tilde{C}_p dT$$

En donde $\Delta\tilde{C}_p = \tilde{C}_p(\text{productos}) - \tilde{C}_p(\text{reactivos})$

O sea, para calcular el calor de reacción a una temperatura dada se requiere conocer el calor de reacción a 25 °C y el cambio de la capacidad calorífica a presión constante de los reactivos y productos con la temperatura.

Problema

Calcule, a 300 °C, el calor de reacción siguiente



1. Planteamiento

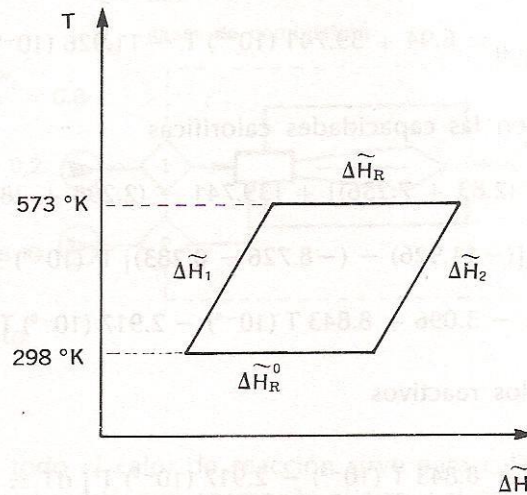
1.1 Discusión

Se pide el calor de reacción a una temperatura superior a 25 °C, por lo que debe corregirse el dato de $\Delta\tilde{H}_R^0$. Como es una reacción orgánica, el calor de reacción se puede obtener a partir de los calores de combustión.

1.2 Calor estándar de reacción

$$\Delta\tilde{H}_R^0 = \Delta\tilde{H}_{\text{C}_2\text{H}_4}^0 + \Delta H_{\text{C}_2\text{H}_2\text{O}}^0 - \Delta H_{\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}}^0$$

1.3 Calor de reacción



$$\Delta \tilde{H}_{R300} = \Delta \tilde{H}_R^0 - \Delta \tilde{H}_1 - \Delta \tilde{H}_2$$

$$\Delta \tilde{H}_1 = \int_{298}^T \tilde{C}_{pd}T + \tilde{\lambda}_{H_2O}$$

El agua a 300 °C es vapor, el alcohol a 300 °C es también vapor, y para llegar a 25 °C deben condensarse.

$$\Delta \tilde{H}_2 = \int_T^{298} \tilde{C}_{pd}T - \tilde{\lambda}_{alcohol}$$

$$\Delta \tilde{H}_{R300} = \Delta \tilde{H}_R^0 - \int_{298}^T \tilde{C}_{pd}T - \tilde{\lambda}_{H_2O} + \int_{298}^T \tilde{C}_{pd}T + \tilde{\lambda}_{alcohol}$$

2. Cálculos

2.1 Calor estándar de reacción

$$\Delta \tilde{H}_R^0 = -337.234 - (-326.7) = -10.534 \frac{\text{kcal}}{\text{g mol de etileno}}$$

2.2 Capacidades caloríficas

$$\tilde{C}_{p_{C_2H_4}} = 2.83 + 28.6 (10^{-3}) T - 8.726 (10^{-6}) T^2$$

$$\tilde{c}_{p_{H_2O}} = 7.256 + 2.298 (10^{-3}) T - 0.283 (10^{-6}) T^2$$

$$\tilde{c}_{p_{C_2H_5OH}} = 6.94 + 39.741 (10^{-3}) T - 11.926 (10^{-6}) T^2$$

2.3 Incremento en las capacidades caloríficas

$$\begin{aligned} \Delta \tilde{c}_p &= [6.94 - (2.83 + 7.256)] + [39.741 - (2.298 + 28.6)] T (10^{-3}) + \\ &+ [(-11.926) - (-8.726 - 0.283)] T^2 (10^{-6}) = \\ &= -3.096 + 8.843 T (10^{-3}) - 2.917 (10^{-6}) T^2 \end{aligned}$$

2.4 Entalpía de los reactivos

$$\int_{298}^{573} = [-3.096 + 8.843 T (10^{-3}) - 2.917 (10^{-6}) T^2] dT = 50.503 \text{ cal/g mol}$$

2.5 Calores latentes

$$\lambda_{H_2O \text{ a } 25^\circ C} = 583 \text{ kcal/kg} \quad \tilde{\lambda}_{H_2O} = 10\,497 \text{ kcal/kg mol}$$

$$\lambda_{C_2H_5OH \text{ a } 25^\circ C} = 220 \text{ kcal/kg} \quad \tilde{\lambda}_{C_2H_5OH} = 10\,120 \text{ kcal/kg mol}$$

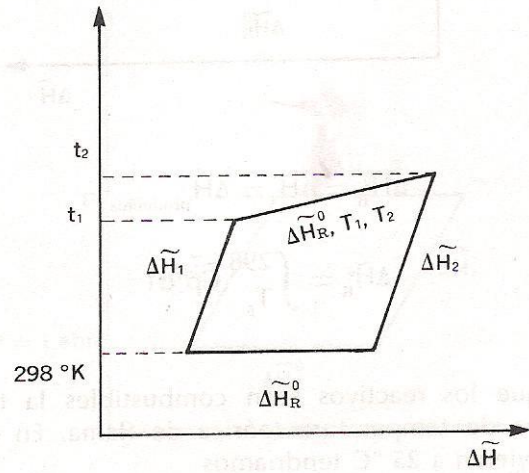
2.6 Calor de reacción a 300 °C

$$\Delta \tilde{H}_{R300} = -10.534 + 0.050409 + 10.12 - 10.497 = -10.8714 \text{ kcal/g mol}$$

3. Resultado

El calor de reacción a 300 °C es de $-10.8714 \text{ kcal/g mol}$

Reacciones en las que los reactivos y productos están a diferente temperatura

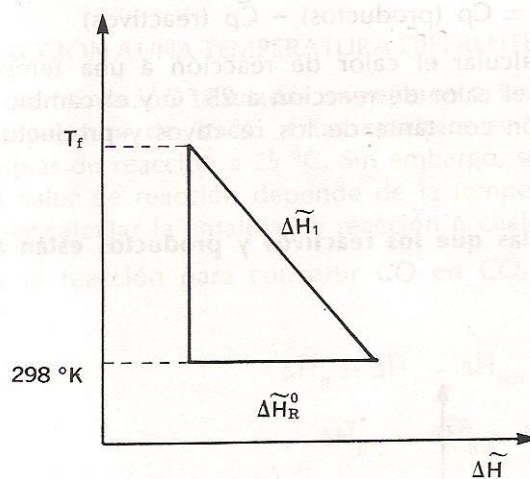


$$\Delta \tilde{H}_R = \Delta \tilde{H}_R^0 + \int_{298}^{T_2} \tilde{C}_p (\text{productos}) dT - \int_{298}^{T_1} \tilde{C}_p (\text{reactivos}) dT$$

REACCIONES ADIABATICAS

Hasta ahora hemos supuesto que las reacciones desprenden o absorben calor; sin embargo, es posible llevar a cabo la reacción dentro de un recipiente que evite las pérdidas de calor. Bajo estas condiciones, la temperatura aumentará si la reacción es exotérmica (desprende calor) o disminuirá si es endotérmica (absorbe calor). En todo caso es deseable conocer la temperatura final a la que llegan los reactivos.

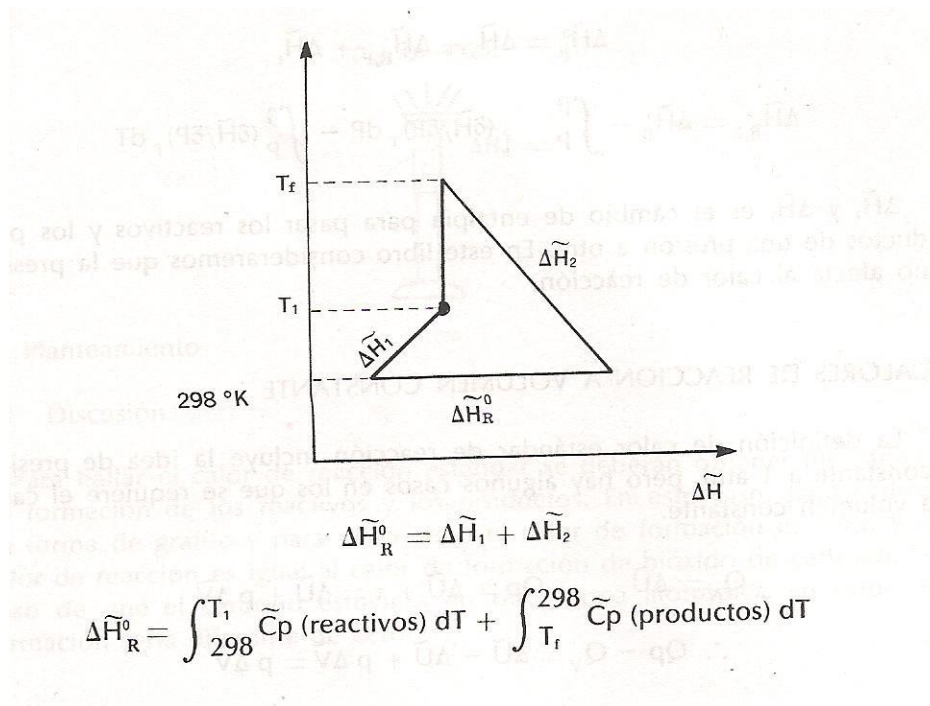
En estos casos, $\Delta\tilde{H}_R = 0$ (o sea no hay cambio de entalpía en el sistema)



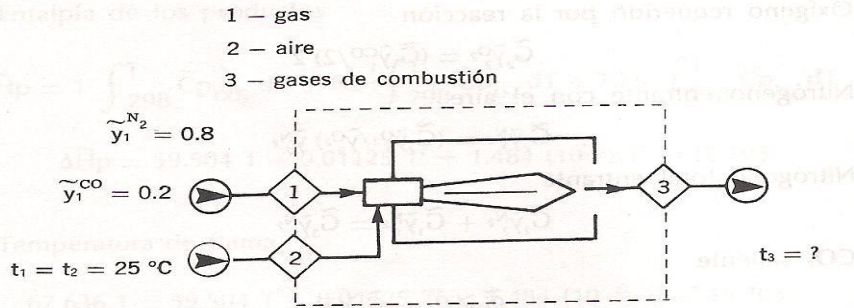
$$\Delta\tilde{H}_R^0 = \Delta\tilde{H}_1 = \Delta\tilde{H}_{\text{productos}}$$

$$\Delta\tilde{H}_R^0 = \int_{T_f}^{298} \tilde{C}_p \, dT$$

En caso de que los reactivos sean combustibles la temperatura final recibe el nombre de temperatura teórica de flama. En caso de que los reactivos no estuvieran a 25 °C tendríamos



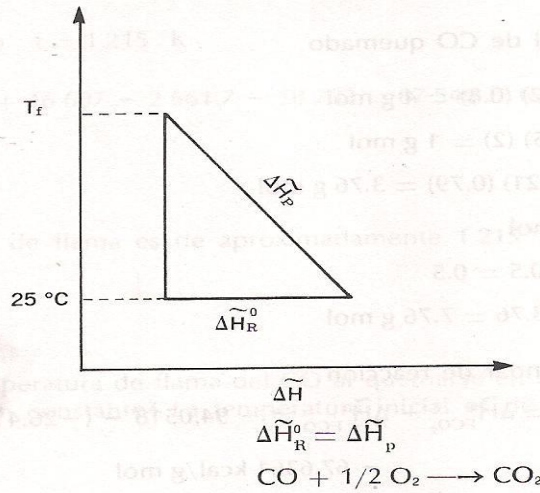
Problema. Calcule la temperatura teórica de flama de un gas que contiene 20 % de Co y 80 % de nitrógeno en volumen, cuando el gas se quema con 100% en exceso del aire teórico requerido. El gas y el aire están inicialmente a 25°C.



2. Planteamiento

2.1 Discusión

En este caso, todo el calor de reacción sirve para calentar los productos de la reacción y el inerte que acompaña al aire y al gas



2.2 Balance de materia

$$CO \text{ entrante} = \tilde{G}_1 \tilde{y}_1^{CO}$$

Nitrógeno entrante con el gas

$$\tilde{G}_1 \tilde{y}_1^{N_2} = (\tilde{G}_1 \tilde{y}_1^{CO} / \tilde{y}_1^{CO}) \tilde{y}_1^{N_2}$$

Oxígeno requerido por la reacción

$$\tilde{G}_2 \tilde{y}_2^{O_2} = (\tilde{G}_1 \tilde{y}_1^{CO} / 2) 2$$

Nitrógeno entrante con el aire

$$\tilde{G}_2 \tilde{y}_2^{N_2} = (\tilde{G}_2 \tilde{y}_2^{O_2} / \tilde{y}_2^{O_2}) \tilde{y}_2^{N_2}$$

Nitrógeno total entrante

$$\tilde{G}_2 \tilde{y}_2^{N_2} + \tilde{G}_1 \tilde{y}_1^{N_2} = \tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{N_2}$$

CO₂ saliente

$$\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{CO_2} = \tilde{G}_1 \tilde{y}_1^{CO}$$

Oxígeno saliente que no reaccionó

$$\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{O_2} = \tilde{G}_2 \tilde{y}_2^{O_2} - 1/2 \tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{CO_2}$$

3. Cálculos

3.1 Balance de materia

Base 1 g mol de CO quemado

$$\tilde{G}_1 \tilde{y}_1^{N_2} = (1/0.2) (0.8) = 4 \text{ g mol}$$

$$\tilde{G}_2 \tilde{y}_2^{O_2} = 1 (0.5) (2) = 1 \text{ g mol}$$

$$\tilde{G}_2 \tilde{y}_2^{N_2} = (1/0.21) (0.79) = 3.76 \text{ g mol}$$

$$\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{CO_2} = 1 \text{ g mol}$$

$$\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{O_2} = 1 - 0.5 = 0.5$$

$$\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{N_2} = 4 + 3.76 = 7.76 \text{ g mol}$$

3.2 Calor estándar de reacción

$$\begin{aligned} \Delta \tilde{H}_R^0 &= \Delta \tilde{H}_{FCO_2}^0 - \Delta \tilde{H}_{FCO}^0 = -94.0518 - (-26.4157) = \\ &= -67.6361 \text{ kcal/g mol} \end{aligned}$$

3.3 Capacidades caloríficas

$$\tilde{C}_{p_{CO_2}} = 6.214 + 10.396 (10^{-3}) T - 3.545 (10^{-6}) T^2$$

$$\tilde{C}_{p_{O_2}} = 6.148 + 0.003102 T - 0.923 (10^{-6}) T^2$$

$$\tilde{C}_{p_{N_2}} = 6.524 + 0.00128 T - 0.001 (10^{-6}) T^2$$

3.4 Entalpía de los productos

$$\Delta \tilde{H}_p = 1 \int_{298}^T \tilde{C}_{p_{CO_2}} dT + 0.5 \int_{298}^T \tilde{C}_{p_{O_2}} dT + 7.76 \int_{298}^T \tilde{C}_{p_{N_2}} dT$$

$$\Delta \tilde{H}_p = 59.504 T + 0.01125 T^2 - 1.484 (10^{-6}) T^3 - 18 703$$

3.5 Temperatura de flama

$$67 636.1 = 59.504 T + 0.01125 T^2 - 1.484 (10^{-6}) T^3 - 18 703$$

Esto se resuelve por tanteos

Primer tanteo $t = 1 200$ °K

$$71 404.8 + 16 200 - 2 564 - 18 703 = 66 337 \neq 67 636.1$$

Segundo tanteo $t = 1 215$ °K

$$72 297.36 + 16 607 - 2 661.7 - 18 703 = 67 540 \cong 67 636.1$$

4. Resultado

La temperatura de flama es de aproximadamente 1 215 °K.

Energía térmica liberada en los procesos de combustión de los combustibles fósiles y balances de materia

La mayoría de los procesos de combustión en la industria química se efectúan en las calderas. La excepción a lo anterior, son los explosivos y los combustibles para cohetes, los cuales se queman sin suministrarles aire atmosférico, ya que estos contienen el oxígeno necesario o se les suministra aire líquido.

Para efectuar el balance de materiales durante el proceso de combustión basta conocer la composición química de las corrientes y el flujo del combustible, ya que por lo general, en los procesos, los pesos y volúmenes de los combustibles y de los gases de combustión **no** se miden directamente por resultar más complicado que la determinación indirecta a través de un balance de materiales que garantiza mayor exactitud.

Los balances de materia y energía en el proceso de combustión se basan en la unidad de peso del combustible empleado en un ciclo dado de operación.

En la combustión industrial se usa aire atmosférico, el cual es una mezcla de oxígeno, nitrógeno y cantidades pequeñas de otros gases tales como argón, vapor de agua, bióxido de carbono, cuyo peso molécula se fija en 29.

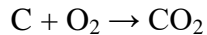
En las reacciones químicas en las que interviene el aire en la combustión sólo el oxígeno participa, el nitrógeno y el resto de los gases son inertes que salen con los productos de la combustión. Para simplificar los cálculos estequiométricos de combustión se considera al aire como una mezcla binaria con 21 % en volumen de oxígeno y 79 % de nitrógeno y con un peso molecular de 29.

Para asegurar la completa combustión se emplea aire en exceso. El exceso de aire recomendable depende del combustible empleado.

Gas natural 2 – 5 %
 Diésel 5-10%
 Combustóleo 15-25 %

Reacciones de combustión

Las principales reacciones de combustión en la caldera son:



Se puede observar que en estas reacciones químicas el número de moles no se conserva, es decir:

No de moles entrantes \neq No. De moles salientes.

Sin embargo:

Masa entrante a la reacción = Masa saliente de la reacción.

Cuando en una reacción como la combustión de una fracción del petróleo no se conoce detalles de la reacción y de la composición química de los combustibles, es recomendable resolver el balance de materia por medio del balance del número de átomos, que puede expresarse así:

Entrada de una especie de átomos = Salida de una especie de átomos.

O lo que es lo mismo:

Número de átomos de carbono a la entrada = No. De átomos de carbono a la salida

Número de átomos de hidrógeno a la entrada = No. De átomos de hidrógeno a la salida.

El balance del número de átomos nos permite cuantificar las corrientes en el proceso que finalmente se puede expresar en el balance general:

Masa del combustible + masa del aire atmosférico = Masa de gases saliente + masa de hollín

O en balances parciales de agua, oxígeno, nitrógeno, bióxido de carbono, monóxido, etc.

Masa de H₂ en los gases de combustión= Masa de H₂ en el aire+ Masa de H₂ en el combustible.

Calores de combustión de los combustibles

La mayoría de los valores caloríficos de los combustibles reportados en las tablas están relacionados con la combustión efectuada a la presión atmosférica normal, es decir 760 mm Hg o 1 atmósfera.

Todos los combustibles que contienen hidrógeno y consecuentemente producen vapor de agua después de la combustión tienen dos valores caloríficos que dependen del estado final del agua:

Valor calorífico superior: el agua está presente en los productos como líquido.

Valor calorífico inferior: el agua está presente en los productos en su estado de vapor.

Para el hidrógeno el valor calorífico inferior es aproximadamente 19 % menor que el valor calorífico superior.

Normalmente, el valor calorífico superior es el que debería usarse, pero en la práctica el agua formada por combustión sale como vapor, se debe usar el valor calorífico inferior en los cálculos prácticos.

El valor calorífico del carbón normalmente se refiere a la forma amorfa como se encuentra en el hollín, en el carbón de leña, y el carbón de hulla. Las otras formas de carbón que son difíciles de quemar tienen valores caloríficos menores, como son el alfa-grafito 7838.5 Kcal / Kg; el beta-grafito 7862.4 Kcal / Kg y el diamante 7879.1 Kcal / Kg.

En el caso de combustibles que contienen humedad, la diferencia entre el valor calorífico superior e inferior incluye el calor latente de ésta humedad también como el de la humedad formada por la combustión.

En las Tablas 1, 2 y 3 se reportan los valores caloríficos de diferentes tipos de combustibles.

TABLA 1. Combustibles sólidos.

Combustible	% cenizas	% humedad	% de C	% de H ₂	Val. Cal. Sup Kcal/ Kg	Val. Cal. Inf. Kcal / Kg
Madera seca en aire.	< 0.5	10 – 20	50	6	3780 – 4281	3503 – 4003
Briquetas de lignito	4 – 10	12 – 18	65 – 75	5 – 8	5000 – 5115	4726 – 4838
Carbón	3 – 12	0 – 10	80 – 90	4 – 6	7005 – 8395	6505 – 8173
Antracita	2 – 6	0 – 5	90 – 94	3 – 4	8006 –	7784 –

					8284	8118
Hulla	8 – 10	1 – 7	97	0.4 – 0.7	6727 7284	– 6672 7284

TABLA 2. Combustibles líquidos.

Combustible	% en peso		Temp. Ebullición °C	Val. Calor.		Dens 15.5 °C Kg/ M ³
	C	H		Sup	Inf	
Alcohol etílico	52	13	78.5	7145	6445	796.2
Benceno	92.2	7.8	80.2	10000	9597	884.3
Tolueno	91.2	8.8	110.7	10220	9758	890.7
Xileno	90.5	9.5	139.4	10280	9750	870
Heptano	83.9	16.1	98.4	11470	10680	682.5
Octano	84.1	15.9	125.5	11590	10660	701.7
Gasolina	85	15	60 – 120	11010	10280	700 740

TABLA 3 Combustibles gaseosos

Gas	Símbolo	Peso específico (aire = 1)	Masa molecular	Valor Calor. Sup. Inf. Kcal / M ³
Hidrógeno	H ₂	0.0695	2.016	3057 2577
Metano	CH ₄	0.554	16.03	9570 8615
Propano	C ₃ H ₈	1.52	44.06	25500 21670
Butano	C ₄ H ₁₀	2.00	58.08	30616 28300

Etileno	C ₂ H ₄	0.975	28.03	15400 14470
Propileno	C ₃ H ₆	1.45	42.05	22270 20853
Butileno	C ₄ H ₈	1.935	56.06	29100 27320
Acetileno	C ₂ H ₂	0.906	26.02	16050 13460

Se puede estimar el valor calorífico total de un combustible sólido o líquido mediante la siguiente ecuación empírica:

$$H_N = [8106*c + 28022*(h - 1/8 o) + 2502*s - 600.5*w] \text{ Kcal / Kg} \quad (1)$$

En donde c, h, o, s y w son los pesos de carbón, hidrógeno, oxígeno, azufre, y humedad presentes en 1 kilogramo de combustible.

PROBLEMA.

Una muestra de petróleo crudo, tiene la siguiente composición elemental aproximada: 85 % de carbón, 12% de hidrógeno y 3% de azufre, calcular el valor calorífico total usando la ec. (1).

$$H_N = [8106*c + 28022*(h - 1/8 o) + 2502*s - 600.5*w] \text{ Kcal / Kg}$$

C, h, o, s y w son los pesos de carbón, hidrógeno, oxígeno, azufre, y humedad presentes en 1 kilogramo de combustible.

De acuerdo con la descripción $c = 0.85$; $h = 0.12$ y $s = 0.03$; sustituyendo estos valores en la ecuación, queda lo siguiente:

$$H_n = 8106 \times 0.85 + 28022 \times (0.12 - 0) + 2502 \times 0.03 - 600.5 \times 0$$

$$H_n = 8106 \times 0.85 + 28022 \times 0.12 + 2502 \times 0.03 = 10328 \text{ Kcal / Kg}$$

Análisis Orsat.

La combustión decimos que es completa si todo el combustible se quema a CO₂, H₂O y SO₂. Se denomina incompleta cuando los productos finales contienen carbón sin quemar (en las cenizas o en el hollín), o gases combustibles (monóxido de carbono, hidrógeno, metano, u otros hidrocarburos).

Para llevar el control de la combustión se deben efectuar análisis de los gases de combustión. Los aparatos más antiguos de análisis se basaban en el llamado análisis volumétrico de Orsat que era un procedimiento mediante el cual se hacía pasar una

muestra de esos gases a través de diferentes reactivos y se medía el volumen que se absorbía en cada uno. Se debe indicar que el análisis Orsat se da en base seca de los gases de combustión.

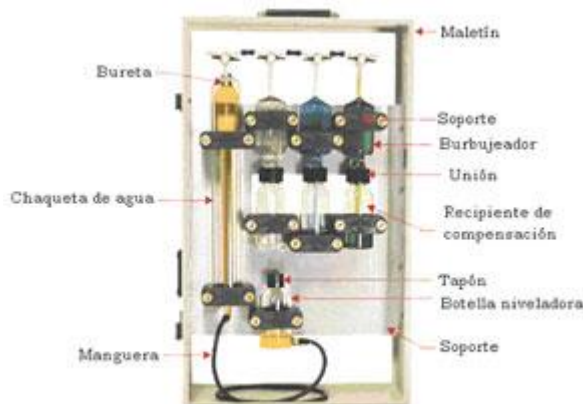
Para determinar el exceso de aire sin platear el balance de materia en la caldera solo se mide el % de O_2 o el % de CO_2 en los gases de combustión y se aplican las siguientes ecuaciones:

$$\% \text{ de aire en exceso} = \frac{\% \text{ de } O_2}{r(21 - \% O_2)} (79r + 21)$$

$$\% \text{ de aire en exceso} = \frac{2100}{r \% CO_2} - \frac{79r + 21}{r}$$

En donde r es la característica del combustible y representa el número de moléculas de O_2 necesarios para una combustión completa por átomo de carbono en el combustible con sus respectivos hidrógeno y azufre, etc.

Para el diésel $r = 1.53$



Aparato de Orsat.

En la actualidad existen otros dispositivos modernos para efectuar el análisis de los gases de combustión y así poder obtener la eficiencia de la combustión y el porcentaje de aire en exceso empleado.

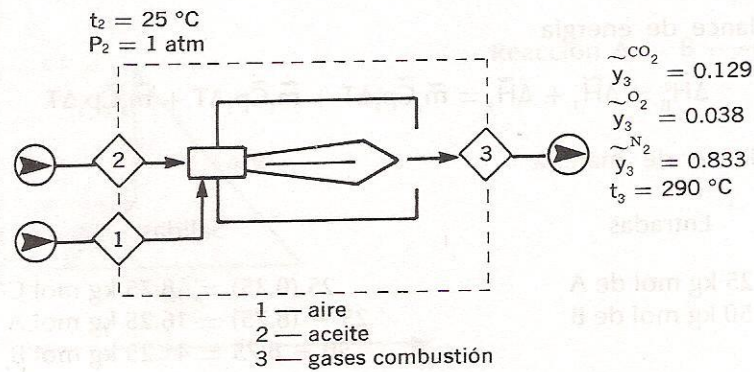
Problema.

Un horno quema aceite con aire seco a 25 °C y 1 atm. El análisis Orsat de los gases es de 12.9 por ciento de CO₂, 3.8 por ciento de O₂ y 83.3 por ciento de N₂.

Suponiendo que el aceite contiene sólo carbón e hidrógeno, calcule:

- porcentaje de aire en exceso
- tanto por ciento de carbono en el aceite
- m³ de aire/kg de aceite
- m³ de gases de combustión/kg de aceite
- presión parcial del agua en los gases de chimenea
- el calor eliminado a los gases, si estos salen a 290 °C y si el calor de combustión del aceite es de -8 000 kcal/kg.

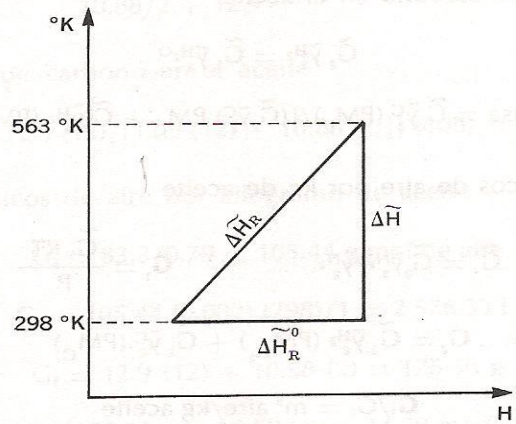
1. Traducción



2. Planteamiento

2.1 Discusión

El análisis de los gases de combustión se suele hacer con un aparato llamado analizador Orsat. Este aparato da las composiciones en volumen de gases secos, es decir, sin tomar en cuenta el agua que contienen los productos de la combustión.



$$\Delta \tilde{H}_R^0 = \Delta \tilde{H}_R + \Delta \tilde{H}_1$$

$$\Delta \tilde{H}_1 = \int_{290}^{25} \tilde{C}_{p_{\text{prod}}} dT - \tilde{\lambda}_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$\Delta H_R^0 = - 8\,000 \text{ kcal/kg (dato)}$$

2.2 Balance de materia

$$\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{\text{CO}_2} = \tilde{G}_2 \tilde{y}_2^{\text{C}}$$

El carbono del CO_2 procede sólo del carbono contenido en el aceite

$$\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{\text{N}_2} = \tilde{G}_1 \tilde{y}_1^{\text{N}_2}$$

Todo el nitrógeno que entra, sale

$$\tilde{G}_1 \tilde{y}_1^{\text{O}_2} = (\tilde{G}_1 \tilde{y}_1^{\text{N}_2}) \tilde{y}_1^{\text{O}_2} / \tilde{y}_1^{\text{N}_2}$$

$$\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{\text{H}_2\text{O}} = [\tilde{G}_1 \tilde{y}_1^{\text{O}_2} - \tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{\text{O}_2} - \tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{\text{CO}_2}] 2$$

El oxígeno que no salió reaccionó para dar CO₂ y H₂O. Un mol de oxígeno da dos moles de agua.

2.3 Porcentaje de aire en exceso

$$\left\{ [\tilde{G}_1 \tilde{y}_1^{O_2} - (\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{H_2O}/2 + \tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{CO_2})] / (\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{H_2O}/2 + \tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{CO_2}) \right\} (100)$$

2.4 Porcentaje de carbono en el aceite

$$\tilde{G}_2 \tilde{y}_2^{H_2} = \tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{H_2O}$$

$$\% \text{ masa} = \tilde{G}_2 \tilde{y}_2^C (PM_C) / [(\tilde{G}_2 \tilde{y}_2^C) PM_C + \tilde{G}_2 \tilde{y}_2^{H_2} (PM)_{H_2}]$$

2.5 Metros cúbicos de aire por kg de aceite

$$\tilde{G}_1 = \tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{N_2} / \tilde{y}_2^{N_2} \quad G_1 = \frac{\tilde{G}_1 RT}{P}$$

$$G_2 = \tilde{G}_2 \tilde{y}_2^{H_2} (PM)_{H_2} + \tilde{G}_2 \tilde{y}_2^C (PM_C)$$

$$G_1/G_2 = m^3 \text{ aire/kg aceite}$$

2.6 Metros cúbicos de gases de combustión por kilogramo de aceite

$$\tilde{G}_3 = \tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{CO_2} + \tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{N_2} + \tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{O_2} + \tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{H_2O}$$

$$G_3 = \tilde{G}_3 RT/P \quad G_c/G_2 = m^3 \text{ de gases/kg de aceite}$$

2.7 Presión parcial del agua en los gases de chimenea

$$\tilde{P}_{H_2O} = (\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{H_2O}) (P_T) / \tilde{G}_3$$

3. Cálculos

3.1 Balance de materia

Base 100 g mol de gases Orsat

$$\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{CO_2} = 12.9 \text{ g mol} \quad \therefore \tilde{G}_2 \tilde{y}_2^C = 12.9 \text{ g mol}$$

$$\tilde{G}_3 \tilde{y}_3^{N_2} = 83.3 \text{ g mol}$$

$$\tilde{G}_1 \tilde{y}_{O_2} = (83.3/0.79) (0.21) = 22.14 \text{ g mol}$$

$$\tilde{G}_3 \tilde{y}_{H_2O} = (22.14 - 12.9 - 3.8) 2 = 10.88 \text{ g mol} = \tilde{G}_2 \tilde{y}_{H_2}$$

3.2 Aire en exceso

$$\frac{22.14 - (10.88/2 + 12.9)}{10.88/2 + 12.9} (100) = 20.7\%$$

3.3 Porcentaje de carbono en el aceite

$$\% = \{12.9 (12) / [12.9 (12) + 10.88 (2)]\} (100) = 87.6\%$$

3.4 Metros cúbicos de aire por kilogramo de aceite

$$\tilde{G}_3 = 83.3/0.79 = 105.44 \text{ g mol de aire}$$

$$G_3 = 105.44 (0.082) (298)/1 = 2576.53 \text{ l}$$

$$G_2 = 12.9 (12) + 10.88 (2) = 176.56 \text{ g}$$

$$G_3/G_2 = 2576.53 \text{ l}/176.56 \text{ g} = 14.59 \text{ l/g} = 14.59 \text{ m}^3 \text{ de aire/kg de aceite}$$

3.5 Metros cúbicos de gases de combustión por kilogramo de aceite

$$\tilde{G}_3 = 12.9 + 83.3 + 3.8 + 10.88 = 110.88 \text{ g mol}$$

$$G_3 = 110.88 (0.082) (290 + 273)/1 = 5118.88 \text{ l}$$

$$G_3/G_2 = 5118.88 \text{ l}/176.56 \text{ g} = 28.99 \text{ l/g} = 28.78 \text{ m}^3/\text{kg}$$

3.6 Presión parcial del agua en los gases de chimenea

$$\tilde{P}_{H_2O} = 10.88 (760)/110.88 = 74.57 \text{ mm de Hg}$$

3.7 Calor quitado a los gases

Usando capacidades caloríficas promedio

$$\tilde{C}_{pm_{H_2O}} \Big|_{25}^{290 \text{ } ^\circ\text{C}} = 8.2 \text{ cal/g mol } ^\circ\text{C}$$

$$\tilde{C}_{pm_{O_2}} = 7.35; \quad \tilde{C}_{pm_{N_2}} = 7.08; \quad \tilde{C}_{pm_{CO_2}} = 10.5$$

$$\tilde{\lambda}_{H_2O} = 10\,497 \text{ cal/g mol}$$

$$\Delta H_{RT_1, T_2} = -8\,000\,000 (0.176) - \{ [12.9 (10.5) + 3.8 (7.35) + 10.88 (8.2) + 83.3 (7.08)] (25 - 290) \} + 10.88 (10\,497)$$

$$\Delta H_{RT_1, T_2} = -1.0705 (10^6) \text{ cal}$$

$$Q = -1.0705 (10^6) / 0.176 \text{ kg} = -6.0823 (10^6) \text{ cal/kg de aceite} = -6\,082 \text{ kcal/kg}$$

4. Resultados

Se introduce 20.7% de aire en exceso.

El aceite contiene 87.6% de carbono.

Se requieren 14.59 m³ de aire por kg de aceite quemado.

Se producen 28.99 metros cúbicos de gases de combustión.

La presión parcial del agua en los gases de chimenea es de 74.57 mm Hg.

El calor eliminado a los gases es de 6 082 kcal/kg de aceite.

Balance de calor.

El calor necesario para un horno es el calor a suministrarse al fluido calentado. Los datos suelen ser caudal másico y condiciones de presión y temperatura de entrada y de salida, además se requieren las condiciones físicas del fluido y si estas cambian o no se requieren por lo tanto, los calores sensibles y latentes del fluido, las composiciones y si se produce reacción química el calor de reacción. Generalmente se emplea entre un 25 a un 30 % de exceso de aire.

El calor liberado por los quemadores en un horno es el calor necesario para el proceso dividido por la eficiencia del horno.

Poder calorífico neto $Net\ HV = Gross\ HV - 9540_{xH_2}$

Net HV= El poder calorífico neto o inferior del combustible en BTU /lb (sin agua condensada)

Gross HV=El poder calorífico bruto o superior en BTU/lb (si se condensa toda el agua de combustión).

x_{H_2} = fracción del peso del H₂ en el combustible.

La cantidad del aire requerido para la combustión es un problema estequiométrico. Se calcula el O₂ necesario. Se multiplica por 4.76 (El oxígeno es sólo el 21% del aire) para

conocer los mol de aire necesarios, después se multiplica por 29 (pM del aire)/ PM del combustible para obtener el peso de aire/ peso de combustible sin exceso.

Si no conocemos la composición del combustible se utiliza el valor de la relación aire-combustible siguiente:

Go= 14.4 para gasoil.

Go = 17.0 para gas natural

Go=16.5 para gas de refinería.

Problema.

Un horno quema metano (CH₄) con 35% de exceso de aire. El calor necesario en el horno es de 50 000 000 BTU/h y tiene una eficiencia térmica del 0.88. El valor del poder calorífico bruto (Gross HV) para el metano es de 23 917 Btu/lb. ¿Cuántas libras por hora de combustible y cuantas de aire deben usarse?

Respuesta:

Calor necesario en el horno

$$\frac{50\,000\,000}{0.88} = 56\,818\,182 \frac{BTU}{h}$$

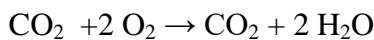
Metano requerido

$$\frac{56\,818\,182}{23\,917} = 2375 \frac{lb}{h} \text{ de metano}$$

Libras mol de metano requeridas

$$\frac{2375}{16} = 148.47 \frac{lb\ mol}{h} \text{ de metano}$$

Reacción



Oxígeno estequiométrico requerido para quemar el metano

$$148.47 \times 2 = 296.955 \text{ lb mol/h de oxígeno.}$$

Aire estequiométrico requerido

$$296.955 \times 4.76 = 1413.5 \text{ lb mol /h}$$

Masa estequiométrica de aire requerido

$$1413.5 \times 29 = 40\,991.6 \text{ lb aire /h}$$

Aire requerido si se usa un 35% de exceso

$$40\,991.6 \times 1.35 = 55\,338 \text{ lb /h}$$

Problema.

Un combustible sólido formado esencialmente por carbono e hidrógeno, se quema con aire húmedo en exceso, si el análisis Orsat de los gases de emisión indica que contiene 8.27% de CO₂, 0.92% de CO, 7.81% de O₂ y 83% de N₂. Calcule la composición masa de carbono e hidrógeno del combustible y el porcentaje de oxígeno en exceso utilizado.

Problema

Se quema coque en un horno con aire atmosférico. El análisis del coque da 4.2% de agua y 10.3 % de cenizas. El análisis Orsat de los gases saliente es: CO₂ 13.6%; CO 1.5%; O₂ 6.5% y N₂ 78.4%.

Encuentre el porcentaje de aire en exceso que se utilizó.

El calor de combustión de la leña es $4 \cdot 10^3$ cal /g. ¿Cuál es la cantidad de leña que debemos quemar para obtener $12 \cdot 10^7$ cal?

El calor de combustión de la nafta es $11 \cdot 10^3$ cal /g. ¿Cuál es la masa de nafta que debemos quemar para obtener $40 \cdot 10^7$ cal?

Para calentar 800 g de una sustancia de 0 °C a 60° °C fueron necesarias 4.000 cal. Determine el calor específico y la capacidad térmica de la sustancia.

¿Cuál es la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de 200 g de cobre de 10 °C a 80 °C?

Considere el calor específico del cobre igual a 0,093 cal /g °C.

Transforme 20 J en calorías.- Transforme 40 cal en Joules.

Un joyero vendió un anillo que dijo contener 9 g de oro y 1 g de cobre. Se calienta el anillo a 500 °C (temperatura inferior a la temperatura de fusión del oro y del cobre). Se introduce el anillo caliente en un calorímetro con agua, cuya capacidad calorífica es 100 cal /g °C y cuya temperatura inicial es 20 °C; se constata que la temperatura en el equilibrio térmico es de 22 °C. Los calores específicos del oro y del cobre son 0,09 y 0,031 cal /g °C, respectivamente. Determine las masas del oro y del cobre en el anillo.



1. Datos

Coque Análisis de gases de combustión

Humedad (H₂O) = 4.2 % CO₂ = 13.6 %

Cenizas = 10.3 % CO = 1.5 %

Carbono (C) = 85.5 % O₂ = 6.5 %

N₂ = 78.4 %

Base: 100 moles de gases de combustión

$n(\text{CO}_2) = 13.6 \rightarrow W(\text{CO}_2) = 598.4 \text{ lb.}$

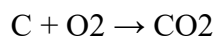
$n(\text{CO}) = 1.5 \rightarrow W(\text{CO}) = 42.0 \text{ lb.}$

$n(\text{O}_2) = 6.5 \rightarrow W(\text{O}_2) = 208.0 \text{ lb}$

$n(\text{N}_2) = 78.4 \rightarrow W(\text{N}_2) = 2195.2 \text{ lb}$

Procedemos a hallar el peso total de carbono y de oxígeno (exceptuando el oxígeno que entra como parte del agua en la humedad) que ingreso a partir del análisis de los gases de combustión:

Hallamos ahora el aire teórico:



12.0 lb de C \rightarrow 32 lb de O₂

181.2 lb de C \rightarrow x

x = 483.2 lb de O₂

Tenemos que calcular ahora la cantidad de O₂ que entra con la humedad:

181.2 lb de C \rightarrow 85.5 %

y \rightarrow 100.0 %

y = 211.93 lb de coque

Pero la humedad solamente representa el 4.2 % del peso total de coque:

W (Humedad) = 0.042 x 211.93 lb = 8.90 lb de H₂O

Por lo tanto el peso de O₂ será:

Y con estos datos ya podemos hallar el porcentaje de exceso de oxígeno:

(a)

(b) V = ? (pies³)

T = 80 °F

P = 740 mm Hg

R = 0.7302 atm x pies³ / mol lb x °R

Para usar la ecuación de los gases ideales solamente nos faltaría conocer el número de moles del aire / lb de carbono.

181.2 lb de C \rightarrow 635.2 lb de O₂

1.0 lb de C \rightarrow z

z = 3.51 lb de O₂ \rightarrow n (O₂) = 0.109

Ahora hallamos las moles de O₂ que entran / lb de carbono quemado.

V = 210 pies³

(c) W total de coque = 211.93 lb

211.93 lb de coque \rightarrow 635.2 lb de O₂

1.0 lb de coque \rightarrow α

α = 2.997 lb O₂ \rightarrow n (O₂) = 0.094

V = 181.424 pies³

(d) 100 moles de gas chimenea seco \rightarrow 211.93 lb de coque

$q \rightarrow$ 1.0 lb de coque

$q = 0.472$ moles de gas de chimenea seco

$$PV = nRT$$

$$V = 407.065 \text{ pies}^3$$

(e)

100.494 moles de gas chimenea húmedo \rightarrow 211.93 lb de coque

$r \rightarrow$ 1.0 lb de coque

$r = 0.474$ moles gas chimenea húmedo

$$PV = nRT$$

$$V = 0.224 \text{ pies}^3$$

Solución

El análisis de cierto coque exento de hidrógeno es como sigue: humedad, 4.2%; cenizas, 10.3%; carbono 85.5%. El coque se somete a la combustión con lo cual se obtiene un gas de chimenea seco cuyo análisis es: CO₂, 13.6%; CO, 1.5%; O₂, 6.5%; N₂, 78.4%. Calcular:

(a) Porcentaje de exceso de aire utilizado.

(b) Pies cúbicos de aire a 80 °F y 740 mm de Hg que entran por libra de carbono quemada.

(c) Lo mismo que en (b) pero por libra de coque quemada.

(d) Pies cúbicos de gas de chimenea seco a 690 °F / lb de coque.

(e) Pies cúbicos de gas de chimenea húmedo a las condiciones estándar / lb de coque.

Problema

En una prueba realizada en una caldera con alimentación de aceite no fue posible medir la cantidad de aceite quemado, aunque el aire que se empleó se determinó insertando un medidor ventura en la línea de aire. Se encontró que se había utilizado 5000 pies³ / min de aire a 80 °F y 10 lb / plg² man. El análisis del gas de chimenea seco es: CO₂, 10.7%; CO, 0.55%; O₂, 4.75%; N₂, 84.0%. Si se supone que el aceite está formado únicamente por hidrocarburos, calcular los galones por hora de aceite que se queman. El peso específico del aceite es 0.94.

Solución

Datos del Aire

Base: 1 min

$$V = 5000 \text{ pies}^3; T = 80 \text{ }^\circ\text{F} = 540 \text{ }^\circ\text{R}; P_{\text{abs}} = P_{\text{man}} + P_{\text{atm}} = (10 + 14.7) \text{ psi} = 24.7 \text{ psi}$$

Aplico la ecuación de los gases ideales para determinar el número de moles de aire:

$$PV = nRT$$

$$24.7 \times 5000 = n_{\text{aire}} \times 10.73 \times 540 \rightarrow n_{\text{aire}} = 21.31$$

Por lo tanto tendremos también:

$$n(\text{O}_2) = 0.21 \times 21.31 = 4.475; n(\text{N}_2) = 0.79 \times 21.31 = 16.835$$

$$W(\text{O}_2) = 4.475 \times 32 = 143.2 \text{ lb}; W(\text{N}_2) = 16.835 \times 28 = 471.38 \text{ lb}$$

Datos para los gases de combustión secos

$$\text{CO}_2 = 10.70 \%$$

$$\text{CO} = 0.55 \%$$

$$\text{O}_2 = 4.75 \%$$

$$\text{N}_2 = 84.00 \%$$

Aplicando una regla de tres para el N₂ que no reacciona tendremos:

$$n_{\text{totales}} = 16.835 \times 100 / 84 = 20.042$$

Lo que nos daría los siguientes datos:

$$n(\text{CO}_2) = 2.144 \rightarrow W(\text{CO}_2) = 94.336 \text{ lb}$$

$$n(\text{CO}) = 0.110 \rightarrow W(\text{CO}) = 3.080 \text{ lb}$$

$$n(\text{O}_2) = 0.952 \rightarrow W(\text{O}_2) = 30.464 \text{ lb}$$

$$n(\text{N}_2) = 16.835 \rightarrow W(\text{N}_2) = 471.380 \text{ lb}$$

Ahora ya sabemos el O₂ que se encuentra en el agua.

$$W(\text{O}_2)_{\text{en agua}} = 143.2 - 100.832 = 42.368 \text{ lb}$$

$$W(\text{H}_2)_{\text{en agua}} = 47.664 \times 2 / 16 = 5.296 \text{ lb}$$

Este último peso hallado es el H que entra con el aceite.

Hallamos ahora el carbono que entra con el aceite.

$$W(\text{aceite}) = 27.048 + 5.296 = 32.344 \text{ lb} = 14684.176 \text{ gr}$$

$$r(\text{aceite}) = 0.94 \text{ gr / cc}$$

$$V = 15621.464 \text{ cc / min}$$

Transformando a galones por hora:

Problema.

El análisis de un gas es: CO₂, 5%; CO, 40%; H₂, 36%; CH₄, 4% y N₂, 15%.

Este gas se quema con 60% de exceso de aire; la combustión es completa. El gas y el aire entran a 60 °F, y los gases de chimenea descargan a 500 °F.

Calcular:

- (a) El análisis del gas de chimenea seco.
- (b) Pies cúbicos de aire por pie cúbico de gas.
- (c) Pies cúbicos de gas de chimenea húmedo por pie cúbico de gas.

Solución

Base: 100 moles de gas

$$n(\text{CO}_2) = 5$$

$$n(\text{CO}) = 40$$

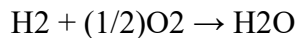
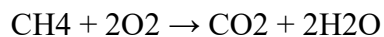
$$n(\text{H}_2) = 36$$

$$n(\text{CH}_4) = 4$$

$$n(\text{N}_2) = 15$$

Solamente combustionan el H₂ y el CH₄ para formar CO₂ y H₂O.

Reacciones de combustión:



Análisis del gas de chimenea seco.

$$n(\text{CO}_2) = 5 + 4 = 9$$

$$n(\text{CO}) = 40$$

$$n(\text{N}_2) = 15 + 156.49 = 171.49$$

$$n(\text{O}_2) = 15.6$$

$$n(\text{totales}) = 236.09$$

Por lo tanto:

$$\text{CO}_2 = 3.81\%$$

$$\text{CO} = 16.94\%$$

$$\text{N}_2 = 72.64\%$$

$$\text{O}_2 = 6.61\%$$

- b) Como en los gases se cumple que una base molar es equivalente a una base volumétrica tendremos que entran 100 pies³ de gas y que entran $n(\text{aire})=41.6 + 159.49 = 198.09$ moles que también equivaldrían a 198.09 pies.

$$n(\text{H}_2\text{O}) = 8+36 = 44 \rightarrow n(\text{totales})_{\text{húmeda}} = 236.09 + 44 = 280$$

Problema

Para la manufactura del hielo seco un horno produce gas de chimenea seco que contiene 16.8% de CO₂. Este gas se pasa por el sistema de recuperación de calor de una caldera y luego por un sistema de absorbedores en cuya entrada el contenido de CO₂ es de 15.2%. Calcular los pies cúbicos de aire que han entrado al sistema por pie cúbico de gas de chimenea seco.

Solución

Base: 100 moles de gas chimenea seco

$$n(\text{CO}_2) = 16.8\%$$

$$n(\text{Otros}) = 83.2\%$$

$$16.8 \text{ moles de CO}_2 \rightarrow 15.2\%$$

$$x \rightarrow 100\%$$

$$x = 110.526 \text{ moles de CO}_2$$

$$n(\text{CO}_2) + n(\text{otros}) + n(\text{aire}) = 110.526$$

$$16.8 + 83.2 + n(\text{aire}) = 110.526$$

$$n(\text{aire}) = 10.526 \rightarrow V(\text{aire}) = 10.526 \text{ pies}^3$$

2. En la reacción



(a) ¿Cuántos gramos de carbonato de calcio se requieren para producir 1700 cm³ de bióxido de carbono a 780 mm de Hg y 17 °C?

(b) Si se desprenden 360 cm³ de bióxido de carbono a 754 mm de Hg y 20 °C, ¿qué cantidad de gramos de carbonato de calcio fueron sujetos a la reacción?

Solución.

Datos para el CO₂:

$$V = 1700 \text{ cm}^3 = 1.7 \text{ lt}$$

$$P = 780 \text{ mmHg} = 1.0263 \text{ atm}$$

$$T = 17 \text{ °C} = 290 \text{ °K}$$

$$PV = nRT \rightarrow 1.0263 \times 1.7 = n(\text{CO}_2) \times 0.082 \times 290 \rightarrow n(\text{CO}_2) = 0.0734$$

$$W(\text{CO}_2) = 0.0734 \times 44 = 3.23 \text{ gr}$$

$$100 \text{ gr CaCO}_3 \rightarrow 44.00 \text{ gr CO}_2$$

$$x \rightarrow 3.23 \text{ gr CO}_2 \rightarrow x = 7.341 \text{ gr CaCO}_3$$

$$\text{b) } V = 360 \text{ cm}^3 = 0.36 \text{ lt}$$

$$P = 754 \text{ mmHg} = 0.992 \text{ atm}$$

$$T = 20 \text{ }^\circ\text{C} = 293 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$PV = nRT \rightarrow 0.992 \times 0.36 = n(\text{CO}_2) \times 0.082 \times 293 \rightarrow n(\text{CO}_2) = 0.015$$

$$W(\text{CO}_2) = 0.015 \times 44 = 0.66 \text{ gr}$$

$$100 \text{ gr CaCO}_3 \rightarrow 44.00 \text{ gr CO}_2$$

$$x \rightarrow 0.66 \text{ gr CO}_2 \rightarrow x = 1.5 \text{ gr CaCO}_3$$

Problema 1.

Un recipiente cerrado herméticamente y cuyo volumen es de 1 pie³, contiene NH₃ gaseoso a 300°F y 30 lb / plg² abs. Dentro del recipiente cerrado se bombea 0.35 pies³ de HCl gaseoso medido a 200°F y 20 lb/plg² abs. De acuerdo con la siguiente reacción se forma NH₄Cl:



Supóngase que la reacción es total y que la presión de vapor del NH₄Cl a 250°C es de 15 lb/plg² abs.

(a) ¿Qué cantidad de NH₄Cl se formaría?

(b) Considerando que el NH₄Cl es sólido, ¿cuál será la presión final en el recipiente cerrado si la temperatura final es de 250 °C?

Solución

a) Aplico la ecuación de gases para el NH₃ y para el HCl.

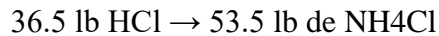
$$PV = nRT \rightarrow 30 \times 1 = n(\text{NH}_3) \times 10.73 \times (300 + 460) \rightarrow n(\text{NH}_3) = 0.0037$$

$$W(\text{NH}_3) = 0.0037 \times 17 = 0.0329 \text{ lb}$$

$$PV = nRT \rightarrow 20 \times 0.35 = n(\text{HCl}) \times 10.73 \times (200 + 460) \rightarrow n(\text{HCl}) = 0.001$$

$$W(\text{HCl}) = 0.001 \times 36.5 = 0.0365 \text{ lb}$$

El reactivo limitante es el HCl y el NH₃ que no reacciona es $0.0629 - 0.017 = 0.0459 \text{ lb}$.



$$0.0365 \text{ lb HCl} \rightarrow z \rightarrow z = 0.0535 \text{ lb NH}_4\text{Cl}$$

b) Al final de la reacción tenemos NH₃(g) y NH₄Cl(s), y la presión total será la que aporte cada uno de ellos.

Problema 2.

El análisis de un gas natural es como sigue: CO₂, 4.0 %; CH₄, 72.0 %; C₂H₆, 12.0 %; N₂, 12.0 %. ¿Cuál es la composición en peso? ¿Qué peso molecular tiene? ¿Qué densidad a 60 °F y 30.0 plg de Hg? ¿Cuál es el peso específico comparado con el del metano?.

Solución

a) Base: 100 moles de gas natural

$$n(\text{CO}_2) = 4 \quad n(\text{C}_2\text{H}_6) = 12$$

$$n(\text{CH}_4) = 72 \quad n(\text{N}_2) = 12$$

$$W(\text{CO}_2) = 4 \times 44 = 176 \text{ lb} \quad W(\text{C}_2\text{H}_6) = 12 \times 30 = 360 \text{ lb}$$

$$W(\text{CH}_4) = 72 \times 16 = 1152 \text{ lb} \quad W(\text{N}_2) = 12 \times 28 = 336 \text{ lb}$$

$$W(\text{total}) = 176 + 1152 + 360 + 336 = 2024 \text{ lb}$$

Composición en peso:

b) Para hallar el peso molecular del gas procedemos mediante la fórmula:

c) Densidad:

d) Peso específico:

Problema.

El gas natural de un pozo tiene la siguiente composición:
Componente % Peso molecular.

CH₄ 60 16

C₂H₆ 16 30

C₃H₈ 10 44

C₄H₁₀ 14 58

- (a) ¿Cuál es la composición en porcentaje en peso?
- (b) ¿Cuál es la composición en porcentaje molar?
- (c) ¿Qué volumen en pies³ ocuparán 100 lb de gas a 70 °F y 74 cm de Hg?
- (d) ¿Cuál es la densidad del gas en lb / pie³ a 70 °F y 740 mm de Hg?
- (e) ¿Cuál es el peso específico del gas?

Solución Base de cálculo: 100 mol – lb de gas natural

Composición molar Composición en peso

$$n(\text{CH}_4) = 60 \text{ mol} \quad W(\text{CH}_4) = 60 \times 16 = 960 \text{ lb}$$

$$n(\text{C}_2\text{H}_6) = 16 \text{ mol} \quad W(\text{C}_2\text{H}_6) = 16 \times 30 = 480 \text{ lb}$$

$$\begin{array}{rclclclclclclcl} n(\text{C}_3\text{H}_8) & = & 10 & \text{mol} & W(\text{C}_3\text{H}_8) & = & 10 & \times & 44 & = & 440 & \text{lb} \\ n(\text{C}_4\text{H}_{10}) & = & 14 & \text{mol} & W(\text{C}_4\text{H}_{10}) & = & 14 & \times & 58 & = & 812 & \text{lb} \end{array}$$

$$n_{\text{totales}} = 100 \quad W_{\text{total}} = 2692 \text{ lb}$$

$$\%(\text{CH}_4) = 60 \quad \%W(\text{CH}_4) = 35.66$$

$$\%(\text{C}_2\text{H}_6) = 16 \quad \%W(\text{C}_2\text{H}_6) = 17.83$$

$$\%(\text{C}_3\text{H}_8) = 10 \quad \%W(\text{C}_3\text{H}_8) = 16.34$$

$$\%(\text{C}_4\text{H}_{10}) = 14 \quad \%W(\text{C}_4\text{H}_{10}) = 30.16$$

Para hallar el volumen que ocupan 100 lb de gas se necesita calcular anteriormente el peso molecular del gas natural.

Aplico ahora la ecuación de los gases ideales:

$$PV = nRT$$

$$V = 1475.99 \text{ ft}^3$$

La densidad del gas natural está dada por:

Y finalmente el peso específico es:

3.- Si se coloca la cantidad suficiente de agua en un gas seco a 15 °C y 754 mm de Hg como para provocar la saturación total, ¿cuál sería la presión después de lograr la saturación, si la temperatura y el volumen permanecen constantes?

Solución

La presión total viene dada por la presión del gas seco más la presión que ejerce el vapor del agua a la temperatura de 15 °C, la cual se puede hallar en las tablas de presión de vapor, entonces tendremos:

Cuando un gas se encuentra saturado con vapor de agua se cumple la siguiente condición:

Y el volumen del gas seco a condiciones estándar es:

Un gas que se encuentra saturado con vapor de agua tiene un volumen de 4 lt a 17.5 °C y a la presión de 759 mm de Hg. ¿Cuál es el volumen del gas seco en condiciones estándar?

Solución

4.- La solubilidad del sulfato manganoso a 20°C es de 62.9 g/100 g de H₂O. ¿Qué cantidad de MnSO₄·5H₂O debe disolverse en 100 lb de H₂O para obtener la solución saturada?

Solución

Si 100 g de H₂O se disuelven 62.9 g de MnSO₄ entonces 45400 g de H₂O disolverán

Ahora de acuerdo a la fórmula molecular del compuesto hidratado tenemos:

$$240.94 \text{ g MnSO}_4 \cdot 5\text{H}_2\text{O} \rightarrow 150.94 \text{ g MnSO}_4$$

$$y \rightarrow 25556.6 \text{ g MnSO}_4$$

$$y = 45583.86 \text{ g MnSO}_4 \cdot 5\text{H}_2\text{O} \approx 45.5 \text{ Kg}$$

Solución

$$\text{Peso de la salmuera} = 0.2 \times 14670 = 2934 \text{ lb}$$

Composición de la salmuera

Balance de NaCl

$$0.25Q = 14670 + 789.246 \rightarrow Q = 61836.984 \text{ lb}$$

4.- Un evaporador se carga con una solución de NaCl al 25%. Se van a producir 14 670 lb de sal seca por hora. La sal formada retiene 20%, con respecto a su peso, de la salmuera (26.9% de la sal). ¿Cuántas libras de solución se cargan al evaporador por cada hora?

H₂O

14670 lb NaCl 14670 lb NaCl más 20 de salmuera.

Salmuera

3. Si se disuelven 100 g de Na₂SO₄ en 200 g de H₂O y la solución se enfría hasta obtener 100 g de Na₂SO₄·10H₂O encontrar:

a) Composición de la solución residual ("licor madre")

b) gramos de cristales que se recuperan por 100 g iniciales de la solución

4. Solución

Datos

$$W(\text{H}_2\text{O}) = 200 \text{ g}; W(\text{Na}_2\text{SO}_4) = 100 \text{ g}; W(\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}) = 100 \text{ g}$$

$$322 \text{ g de Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O} \rightarrow 142 \text{ g de Na}_2\text{SO}_4$$

$$100 \text{ g de Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O} \rightarrow x$$

$$x = 44.09 \text{ g de Na}_2\text{SO}_4$$

Se han utilizado 44.09 g de Na_2SO_4 los cuales pasan al estado sólido, entonces queda en la solución $100 - 44.09 = 55.91$ g de Na_2SO_4

Igualmente

procedemos para el H_2O :

322 g de $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O} \rightarrow 180$ g de H_2O

100 g de $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O} \rightarrow y$

$y = 55.9$ g de H_2O que pasan a la sal

$W(\text{H}_2\text{O})_{\text{solución}} = 200 - 55.9 = 144.1$ g $\rightarrow W_{\text{total}} = 55.91 + 144.1 = 200.01$ g

Composición de la solución residual

Al inicio la fracción en peso viene dada por:

Para un peso inicial de 100 g

$W(\text{Na}_2\text{SO}_4) = 0.3333 \times 100 = 33.33$ g

$W(\text{H}_2\text{O}) = 0.6667 \times 100 = 66.67$ g

300 g de solución al 33.33% \rightarrow 100 g de cristales

100 g de solución al 33.33% $\rightarrow z$

14. Una serie de evaporadores de azúcar opera con 120 ton cortas por cada 24 hr, de caña de azúcar pura, las cuales se cargan a los evaporadores en la forma de una solución al 38% y se descargan a modo de una solución al 74%. ¿Qué cantidad de agua evaporan estas unidades por día?

Solución

Entra la solución al 38%, entonces:

120 ton de caña pura \rightarrow 38%

x ton de agua $\rightarrow 62\% x = 195.79$ ton agua entran

Y sale una solución al 74%, entonces:

120 ton de caña pura $\rightarrow 74\%$

y ton de agua $\rightarrow 26\% y = 42.16$ ton agua salen

Finalmente, la cantidad de agua que se evapora por día es:

Agua evaporada = Agua entra – agua sale con la solución

Agua evaporada = $195.79 - 42.16 = 153.63$ ton

15. Después del secado, se determinó que un lote de piel pesa 900 lb y que contiene 7% de humedad. Durante el secado la piel perdió 59.1% de su peso inicial cuando se encontraba húmeda.

- a) Calcular el peso de la piel "totalmente seca" o "exenta de humedad" en la carga de alimentación inicial.
 - b) Calcular el número de libras de agua eliminadas en el proceso de secado por libra de piel totalmente seca.
 - c) Calcular el porcentaje de agua eliminada en la base del agua presente inicialmente.
- Solución

Para resolver el problema hacemos el diagrama de flujo siguiente:

$H_2O = 0.591Q$

$Q(\text{lb})$

Piel seca: x H_2O : 63 lb

H_2O : $1 - x$ Piel seca: 837 lb

Balance de Agua:

$(1 - x)Q = 0.591Q + 63$

$$Q - xQ = 0.591Q + 63 \dots (1)$$

Balance de Piel seca:

$$xQ = 837 \dots (2)$$

Reemplazando (2) en (1) obtenemos: $Q = 2200.49 \text{ lb}$; $x = 0.383$

a) Piel seca = 837 lb

16. Con el objeto de satisfacer ciertas especificaciones, un comerciante mezcla cola secada con aire, cuyo precio de venta es de \$3.12/lb, con cola que tiene 22% de humedad, cuyo precio de venta es de \$1.75/lb de tal forma que la mezcla contiene 16% de humedad. ¿Cuál deberá ser el precio por lb de la cola mezclada?