



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

FACULTAD DE INGENIERÍA

REDISEÑO Y CÁLCULO DE UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA UN
CICLO DE TRIGENERACIÓN EN LA
PLANTA MICASE

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

**INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICISTA,
(AREA MECÁNICA)**

P R E S E N T A :

MORENO CADENAS JOSÉ GILBERTO



DIRECTOR DE TESIS:
ING. GUSTAVO BECERRA MUÑOZ

CD. UNIVERSITARIA MEXICO, D. F.

2013



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas

Tesis Digitales

Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©

PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

OBJETIVO:

El objetivo principal de este trabajo es: aprovechar el calor de los gases de combustión a la salida de una turbina de gas, mediante un recuperador de calor para obtener agua caliente a proceso de la industria alimenticia, para un ciclo de trigeneración.

En el siguiente trabajo se exponen las condiciones de trabajo a las que se tendrá que diseñar el equipo para un buen funcionamiento, los gases de combustión y de la factibilidad de disponer de estos y aprovechar el poder calórico para el objetivo planteado en esta tesis. En este caso el funcionamiento de la turbina de gas es de trascendental importancia para determinar la temperatura a la cual salen los gases de escape hacia el intercambiador de calor.

DEDICATORIAS



ÍNDICE

INTRODUCCIÓN

CAPITULO 1: MARCO GENERAL DE REFERENCIA

1.1 Reseña Histórica Del Sector Industrial En México

1.2 Localización (Minsa)

1.2.1 Generalidades De La Planta (Minsa)

1.2.2 MARCO TEÓRICO

1.2.3 Intercambiador de calor (tipos y clasificaciones, aplicaciones)

1.2.3.1

CAPITULO 2: CICLOS COGENERACION- TRIGENERACION Y ESTUDIOS TERMODINÁMICOS

2. 1 Ciclos cogeneración - trigeneración

2. 2 Estudios termodinámicos

2. 3 Estimaciones del coeficiente global de transmisión de calor

2. 4 Capa límite en flujos externos y flujos internos.

2. 5 Condiciones de flujo interno

2. 6 Consideraciones térmicas

2. 7 Coeficientes de transferencia de calor por convección

2. 8 Analogía eléctrica. Transferencia de calor

Bimodal (conducción y convección)

2. 9 Coeficiente global de transferencia de calor

Pared cilíndrica simple bañada por fluidos

2. 10 Coeficiente global de transferencia de un intercambiador.

2. 11 Factor de incrustación

2. 12 Método de la temperatura media logarítmica (Lmtd)

2. 13 Método de la efectividad – Ntu

2.14 Selección del tipo de equipo

2.14.1 Componentes de equipo de intercambio (tubos)

- 2.14.2 Disposición de tubos, distintos arreglos, (distancia entre centros)
- 2.14.3 Consideraciones
- 2.14.4 Superficie de intercambio
- 2.14.5 Numero de tubos
- 2.14.6 longitud nominal de tubos
- 2.14.7 Conexiones
- 2.14.8 Serpentes

CAPITULO 3: DESCRIPCION DEL PROBLEMA - PROCESO Y CÁLCULOS DEL RECUPERADOR DE CALOR

- 3.1 Descripción del problema
- 3.2 Descripción del proceso
- 3.3 Planteamiento del problema
- 3.4 Lado (agua) por el interior de los tubos para un tubo
- 3.5 Lado (gases) por el exterior de los tubos
- 3.6 Recalcular (lado agua) para 418 tubos

CAPITULO 4: ANÁLISIS DE RESULTADOS

- 4.1 Beneficios Económicos
- 4.2 Ahorro de Energía
- 4.3 Rentabilidad
- 4.4 Sistema propuesto para mejorar el funcionamiento (tubos en vertical)

CAPITULO 5: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 5.1 Conclusiones
- 5.2 Recomendaciones

BIBLIOGRAFIA

APENDICE

INTRODUCCIÓN



En la actualidad, la economía juega un papel clave en el diseño y selección de los equipos de transferencia de calor, y el ingeniero de procesos debería tener esto en cuenta al abordar cualquier problema nuevo de diseño de estos equipos, además de estar lo más actualizado con el desarrollo tecnológico mundial.

Una de las áreas de mayor avance en los últimos tiempos es el diseño de los equipos utilizados en los procesos industriales, a través del modelado y simulación de la operación de los mismos, haciendo el uso de programas comerciales o de generación propia.

Durante los últimos años el consumo energético en distintas industrias ha experimentado un gran crecimiento, por ello es, que para las industrias es muy importante reducir el mínimo los costos de energía y el impacto al medio ambiente dentro de sus actividades.

El producir energía conlleva a impactar el medio ambiente a través de la salida de gases que genera un efecto invernadero, este es el caso, las turbinas de gas que se utilizan para generar energía eléctrica, utilizan como combustible el gas natural, la energía calorífica de estos gases puede ser aprovechada para producir agua caliente mediante un recuperador de calor a proceso, secado de la harina y generación de electricidad para un ciclo de trigeneración.

Además de producir agua caliente por ciclo de Trigeneración, es una manera de ahorrar energía eléctrica que se tendría que suministrar por otro medio para obtener agua caliente a proceso.

Por mucho tiempo nuestro país disfrutó un bajo costo en los energéticos, combustibles y electricidad, y esto llevó a la industria a seleccionar sus equipos en función del precio descuidando la eficiencia térmica y eléctrica, esto trajo como consecuencia la baja eficiencia térmica y eléctrica de estos equipos que disipan demasiado calor a la atmósfera y generan altos costos en su operación.

Con el incremento en el precio del combustible y con el cambio de combustóleo por gas natural y el gran compromiso de preservar el medio ambiente, se abre un abanico de oportunidades para mejorar la eficiencia de los equipos y de emplear la cogeneración y/o Trigeneración como una alternativa de fuente de energía.

El análisis de este proyecto que se desarrolla en este trabajo se ubica en Tlalnepantla estado de México

- *Capítulo 1: Marco general de referencia:*

En este capítulo se da una breve información de la importancia de utilizar fuentes alternas en energía que facilita a la industria del sector alimentario ser cogeneradores potenciales. También se dan las generalidades de la planta Micase, intercambiadores de calor.

- *Capítulo 2: Ciclos cogeneración – trigeneración y estudios termodinámicos*

En este capítulo se establecen principios termodinámicos que sirven de fundamento en el análisis de dispositivo de conversión, así como los ciclos de cogeneración, trigeneración y una breve información para calcular y seleccionar componentes para el correcto funcionamiento del intercambiador de calor.

- *Capítulo 3: Descripción del problema-proceso y Cálculos del Recuperador de calor:*

En este capítulo se da una breve descripción del problema relacionado con el funcionamiento del intercambiador de calor, ya que no proporciona el suficiente intercambio de calor hacia el agua, se realiza los cálculos de diseño del recuperador de calor.

Se hace un análisis para obtener la cantidad de tubos requeridos para alcanzar la temperatura del agua de 150°C a la salida del recuperador de calor, Para ser utilizada a proceso.

- *Capítulo 4: Analisis de resultados:*

En este capitulo se evalúa el comportamiento de operación del recuperador de calor con respecto a las condiciones de diseño, dicho análisis se efectúa al intercambiador de calor. Para determinar beneficios económicos, ahorro de energía y rentabilidad.

- *Capítulo 5: Conclusiones y recomendaciones:*

En este capitulo se dan las Conclusiones a las cuales se llegó con el análisis del intercambiador de calor y se dan algunas recomendaciones importantes.

- *Apêndice:*

Los apêndices que se incluyen en esta tesis son: tablas y gráficas.

- *Anexo:*

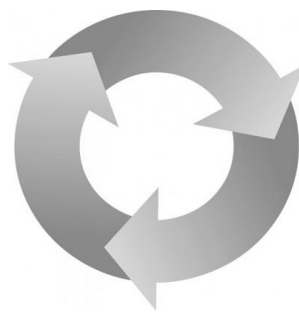
- *Objetivo:*

El objetivo principal de este trabajo es: aprovechar el calor de los gases de combustión a la salida de una turbina de gas, mediante un recuperador de calor para obtener agua caliente a proceso de la industria alimentícia, para un ciclo de Trigeneración.

Se exponen las condiciones de trabajo a las que se tendrá que diseñar el equipo para un buen funcionamiento, los gases de combustión y de la factibilidad de disponer de éstos y aprovechar el poder calórico para el objetivo planteado en esta tesis. En este caso el funcionamiento de la turbina de gas es de trascendental importancia para determinar la temperatura a la cual salen los gases de escape hacia el intercambiador de calor.

CAPITULO 1

MARCO GENERAL DE REFERENCIA



RESEÑA HISTORICA DEL SECTOR INDUSTRIAL EN MEXICO

En la actualidad, la generación de bienes y servicios en nuestro País se basa, fundamentalmente, en el consumo de combustibles fósiles no renovables, como el petróleo, el gas natural y el carbón mineral. Es por ello que la Secretaría de Energía (SENER), está comprometida en el desarrollo de una política energética integral que haga especial énfasis en los programas de eficiencia energética a nivel nacional y, a la vez, promueva la diversificación y la utilización de fuentes alternas y renovables.

La Trigeneración, permite a la cogeneración, que inicialmente, no era posible en centros que no consumieran calor, acceder a centros que precisen frío que se produzca con electricidad Facilita a la industria del sector alimentario ser cogeneradores potenciales. Asimismo, permite la utilización de cogeneración en el sector terciario (hoteles, hospitales, etc.) donde además de calor se requiere frío para climatización, y que debido a la estacionalidad de estos consumos (calor en invierno, frío en verano) impedía la normal operación de una planta de cogeneración clásica.

Esta modalidad de cogeneración tiene más aplicaciones:

Plantas con turbinas de vapor

Plantas con turbinas de gas

Ciclo simple

Ciclo combinado

La cogeneración moderna es una tecnología que permite alcanzar los mayores índices de eficiencia energética y emisiones evitadas. En la mayor parte de las empresas del sector industrial, las energías térmica y eléctrica son insumos indispensables Cuando estas formas de energía se requieren de manera conjunta en una instalación, se presenta la oportunidad de implantar sistemas de cogeneración, lo cual conlleva, de manera simultánea, una eficiencia en el uso de combustibles fósiles y menor generación de emisiones contaminantes por unidad de energía útil.

Debido a los incrementos que han sufrido los precios de la energía en los últimos años y a la falta de eficiencia de los procesos, empieza a ser atractiva la inversión en proyectos de ahorro de energía, con el fin de rediseñar equipos y procesos con base en criterios de optimización energética, así como en el aprovechamiento de calor de desecho y eliminación de pérdidas innecesarias, permitiendo lograr ahorros considerables a mediano y largo plazo. Entre los proyectos de inversión relacionados con un uso más

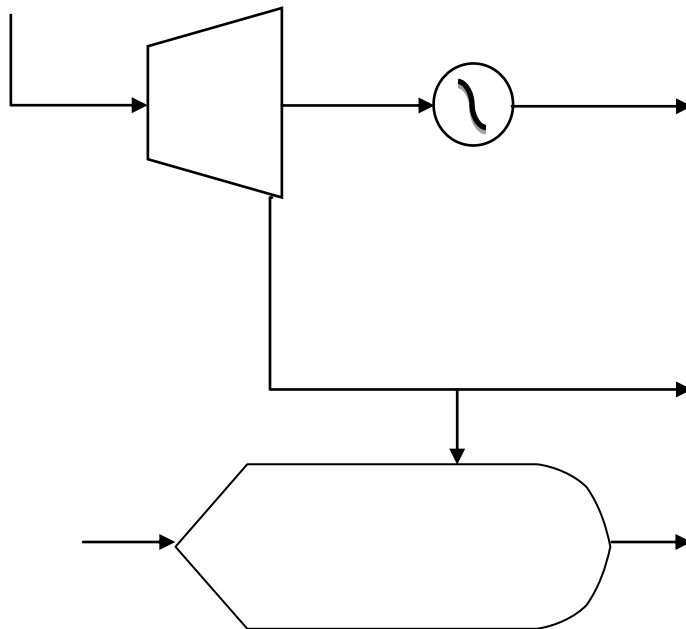
adecuado de la energía están los correspondientes a los sistemas de cogeneración.

El desarrollo de la cogeneración permitiría utilizar menos combustible para obtener la misma cantidad de energía en forma de calor y electricidad (prestaciones), con importantes beneficios adicionales, tanto ambientales como económicos.

En la selección del tipo de intercambiador de calor más adecuado, basándose en la superficie de transferencia estimada de un intercambiador de carcasa y tubos ya que éstos son los más importantes y numerosos en la industria.

La selección del tipo de intercambiador de calor que mejor se ajusta al servicio de interés, se basa exclusivamente en consideraciones técnicas y económicas, que fijan la opción ganadora en términos de servicio prolongado y satisfactorio con menores costos iniciales y de operación. Hay casi un número ilimitado de alternativas en la selección de equipos de transferencia de calor para un determinado proceso, pero solo uno es el mejor diseño.

Esquema del sistema de recuperador de calor.



Proyecto en Tlalnepantla Estado de México (Micase)

LOCALIZACIÓN (MICASE)

El proyecto que se desarrolla en este trabajo, Micase se localiza en Prolongación Toltecas No. 4, Los Reyes Ixtacala, Tlalnepantla, Edo. De México.

GENERALIDADES DE LA PLANTA (MICASE)

La planta cuenta con seis equipos para el desarrollo del proceso, Los equipos son tanques, (tanque agua fría. tanque agua templada, tanque agua presurizada, tanque hidroneumático, tanque agua suavizada, tanque agua caliente), y como equipos principales son: (turbina de gas, recuperador de calor). Los fluidos ocupados en el proceso son: (agua, gases de combustión de la turbina de gas), el fluido de trabajo principal a utilizar en el proceso es el agua. Esta agua es utilizada para quitar la cáscara al grano de maíz, así como también para el lavado del mismo.

Los equipos son los siguientes:

Tanque agua fría:

Tanque tipo torre capacidad desconocida, para almacenamiento de agua, temperatura del agua a la cual esta 18°C.

Tanque agua templada:

Tanque de acero inoxidable totalmente cerrado con Volumen aproximado 8000 litros, temperatura en su interior 60°C. Cuenta con salida de retorno agua a tanque agua caliente.

Bulbos:

El primer bulbo se encuentra en tanque de agua caliente y el segundo bulbo en el tanque de agua templada

Dos bulbos mazo en (U), longitud aprox. 2.00m, material

(En el primero bulbo se inicia la entrada el agua a 150°C y finaliza a la salida del bulbo a 120°C)

(En el segundo bulbo se inicia la entrada del agua proveniente del primer bulbo a 120°C y finaliza a la salida del bulbo a 80°C)

Tanque agua presurizada:

Tanque de placa de acero que soporta masa de agua a presión de 5 kg/m² y con una altura aproximada de 3.00 m

Tanque hidroneumático:

Tanque placa de acero que soporta masa de agua y aire a una presión de 6 kg/cm² con una altura aproximada de 2.00 m

Tanque agua suavizada:

Tanque de placa de acero almacena agua desmineralizada

Bombas:

Tres bombas de 10 hp, dos para impulsar el agua a la línea con una presión 5 kg/cm² de salida hasta al intercambiador y una de relevo o espera

Recuperador de calor:

El equipo (intercambiador de calor) esta conformado en su interior por tubería de 1" pulgada de diámetro exterior, material aleado (admiralty), y aletada para el calentamiento del agua cuya entrada y salida es a través de cabezales en los cuales se han instalados purgas para el desalojo de sólidos, así como también indicadores de presión y temperatura.

Recuperador de calor rectangular de 3x1.7x1, (lado gases) cuenta con tapas desmontables rectangulares con entrada inicial de gases a 500°C y salida final del recuperador a 160°C, (Lado del agua) La entrada y salida de agua es a través de cabezales entra con una presión de 8 kg/cm², y 80°C al recuperador y sale con presión de 8 kg/cm², y 150°C, está compuesto de un banco de tubos aleteados.

Tanque de agua caliente:

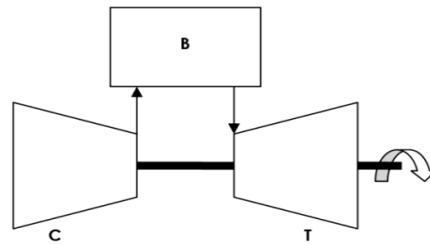
Tanque de acero inoxidable totalmente cerrado con Volumen aproximado 18000 Litros, temperatura en su interior 92°C. Cuenta con salida de vapores y entrada de agua proveniente del Tanque agua templada

Turbina:

Una turbina de gas es una máquina térmica que desarrolla trabajo al expandir un gas. Se puede considerar un motor de combustión interna. Está compuesta por un compresor, una o varias cámaras de combustión y la turbina de gas.

Esquema muy simplificado de una turbina de gas.

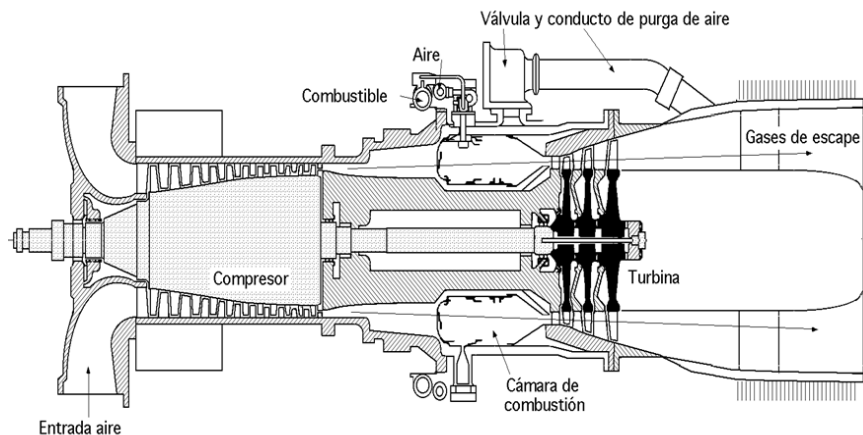
- *C* compresor
- *B* quemador
- *T* turbina.



Partes principales de la turbina de gas

- **Compresor**. Cada etapa del compresor está constituida por dos elementos principales: el rotor y el difusor. El aire entrante es acelerado por el rotor, y el difusor transforma la energía cinética adquirida en energía de presión. El rotor puede ser centrífugo o radial. Dependiendo de las aplicaciones se emplea uno u otro.

- **Cámara de combustión.** Tiene forma tubular: por un lado entra el aire proveniente del compresor, y por el otro salen los productos de la combustión. En su interior se encuentran los inyectores de combustible. Estas cámaras están diseñadas de forma que no todo el aire pase por el quemador, sino que se produzcan distintas corrientes. La corriente primaria es la que interviene directamente en la combustión, y el resto se mezcla con ella a la salida del quemador para disminuir la temperatura hasta un valor que no dañe a los álabes de la turbina.
- **Turbina.** Cada etapa de la turbina está formada también por dos elementos: el distribuidor y el rotor. El distribuidor disminuye la presión de los gases calientes aumentando su velocidad, Esta velocidad se transforma en energía mecánica en el rotor.



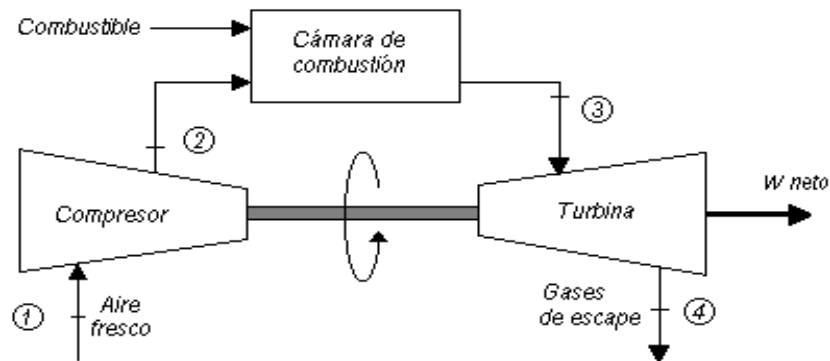


FIGURA 1
Un motor de turbina de gas
de ciclo abierto.

El funcionamiento de éste se explica a continuación:

Las turbinas de gas usualmente operan en un ciclo abierto, como muestra la figura 1. Aire fresco en condiciones ambiente se introduce dentro del compresor donde su temperatura y presión se eleva.

El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión donde el combustible se quema a presión constante. Luego los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, de tal forma que producen potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia fuera (no se recirculan), por lo que el ciclo se clasifica como un ciclo abierto.

INTERCAMBIADOR DE CALOR (TIPOS Y CLASIFICACIONES)

Un equipo de intercambio de calor es un aparato que transfiere energía térmica desde un fluido a alta temperatura hacia un fluido a baja temperatura con ambos fluidos moviéndose a través del aparato.

El desarrollo de los intercambiadores es variado y de una amplia gama de tamaños y tecnología como plantas de potencia de vapor, plantas de procesamiento químico, calefacción y acondicionamiento de aire de edificios, refrigeradores domésticos, radiadores de automóviles, radiadores de vehículos especiales, etc.

Algunos ejemplos de intercambiadores de calor en la vida diaria lo constituyen el radiador de un automóvil y el calentador de agua domestico.

En industrias químicas y plantas de energía se utilizan ampliamente los intercambiadores de calor. El rango de temperaturas, las bases de los fluidos. La cantidad de energía térmica que se debe transferir y la caída de presión permitida para los fluidos fríos o calientes, determinan la configuración del intercambiador de calor para una aplicación dada.

En la práctica, el proceso de diseño y selección involucra con frecuencia un procedimiento de ensayo error.

En los tipos comunes, tales como intercambiadores de coraza y tubos y los radiadores de automóvil, 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.

En las calderas y los condensadores, es de fundamental importancia la transferencia de calor por ebullición y condensación.

En ciertos tipos de intercambiadores de calor, como las torres de enfriamiento, el flujo caliente (es decir, el agua) se enfría mezclándola directamente con el fluido frío (es decir, el aire) o sea que el agua se enfría por convección y vaporización al pulverizarla o dejarla caer en una corriente o tiro inducida de aire.

En los radiadores de las aplicaciones especiales, el calor sobrante, transportado por el líquido refrigerante, es transmitido por convección y conducción a la superficie de las aletas y de allí por radiación térmica al vacío.

En consecuencia el diseño térmico de los intercambiadores es un área en donde tienen numerosas aplicaciones los principios de transferencia de calor.

El diseño real de un intercambiador de calor es un problema mucho más complicado que el análisis de la transferencia de calor porque en la selección del diseño final juegan un papel muy importante los costos, el peso, el tamaño y las condiciones económicas.

Por ejemplo, aunque las consideraciones de costos son muy importantes en instalaciones grandes, tales como plantas de fuerza y plantas de proceso químico las consideraciones de peso y de tamaño constituyen el factor predominante en la selección del diseño en el caso de aplicaciones especiales y aeronáuticas.

PARA LA CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR SE TIENEN TRES CATEGORÍAS IMPORTANTES

REGENERADORES

Los regeneradores son intercambiadores en donde un fluido caliente fluye a través del mismo espacio seguido de uno frío en forma alternada, con tan poca mezcla física como sea posible entre las dos corrientes.

La superficie, que alternativamente recibe y luego libera la energía térmica, es muy importante en este dispositivo.

Las propiedades del material superficial, junto con las propiedades de flujo y del fluido de las corrientes fluidas, y con la geometría del sistema, son cantidades que deben conocer para analizar o diseñar los regeneradores.

INTERCAMBIADORES DE TIPO ABIERTO

Como su nombre lo indica, los intercambiadores de calor de tipo abierto son dispositivos en los que las corrientes de fluido de entrada fluyen hacia una cámara abierta, y ocurre una mezcla física completa de las corrientes.

Las corrientes caliente y fría que entran por separado a este intercambiador salen mezcladas en una sola.

El análisis de los intercambiadores de tipo abierto involucra la ley de la conservación de la masa y la primera ley de la termodinámica; no se

necesitan ecuaciones de relación para el análisis o diseño de este tipo de intercambiador.

INTERCAMBIADORES DE TIPO CERRADO O RECUPERADOR

Los intercambiadores de tipo cerrado son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezclan o que no tienen contacto entre sí.

Las corrientes de fluido que están involucradas en esa forma están separadas entre sí por una pared de tubo, o por cualquier otra superficie que está involucrada en el camino de la transferencia de calor.

En consecuencia, la transferencia de calor ocurre por la convección desde el fluido más caliente a la superficie sólida, por conducción a través del sólido y de ahí por convección desde la superficie sólida al fluido más frío.

TIPOS DE INTERCAMBIADORES

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar basándose en la distribución de flujo y terminología

Clasificación:

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar de muchas formas diferentes. Una forma consiste en basar la clasificación en las direcciones relativas del flujo de los fluidos frío y caliente, dando lugar a términos como:

- ❖ **distribución de flujo en paralelo**
- ❖ **distribución en flujo cruzado de un solo paso**
- ❖ **distribución de flujo en contracorriente**
- ❖ **distribución en flujo cruzado de paso múltiple**

Tenemos cuatro tipos de configuraciones más comunes en la trayectoria del flujo.

- ❖ **En la distribución de flujo en paralelo, CUANDO AMBOS FLUIDOS SE MUEVEN EN LA MISMA DIRECCIÓN**, los fluidos caliente y frío,

entran por el mismo extremo del intercambiador, fluyen a través de él en la misma dirección y salen por el otro extremo.

- ❖ **En la distribución en contracorriente o encontrado, CUANDO LOS FLUIDOS SE MUEVEN EN PARALELO PERO EN SENTIDO OPUESTO** los fluidos caliente y frío entran por los extremos opuestos del intercambiador y fluyen en direcciones opuestas.
- ❖ **En la distribución en flujo cruzado de un solo paso, CUANDO LAS DIRECCIONES DE FLUJO SON MUTUAMENTE PERPENDICULARES.** un fluido se desplaza dentro del intercambiador perpendicularmente a la trayectoria del otro fluido.
- ❖ **En la distribución en flujo cruzado de paso múltiple,** un fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la otra corriente de fluido.

CLASIFICACIÓN SEGÚN SU APLICACIÓN

Para caracterizar los intercambiadores de calor basándose en su aplicación se utilizan en general términos especiales.

Los términos empleados para los principales tipos son:

CALDERAS

Las calderas de vapor son una de las primeras aplicaciones de los intercambiadores de calor. Con frecuencia se emplea el término generador de vapor para referirse a las calderas en las que la fuente de calor es una corriente de un flujo caliente en vez de los productos de la combustión a temperatura elevada.

CONDENSADORES

Los condensadores se utilizan en aplicaciones tan variadas como plantas de fuerza de vapor, plantas de proceso químico y plantas eléctricas nucleares. Los tipos principales son los condensadores de superficie, los condensadores de chorro y los condensadores evaporativos.

El tipo más común es el condensador de superficie que tiene la ventaja de que el condensado sé recircula a la caldera por medio del sistema de alimentación.

INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS:

Las unidades conocidas con este nombre están compuestas en esencia por tubos de sección circular montados dentro de una coraza cilíndrica con sus ejes paralelos al eje de la coraza.

Los intercambiadores de calor líquido-líquido pertenecen en general a este grupo y también en algunos casos los intercambiadores gas-gas.

Son muy adecuados en las aplicaciones en las cuales la relación entre los coeficientes de transferencia de calor de las dos superficies o lados opuestos es generalmente del orden de 3 a 4 y los valores absolutos son en general menores que los correspondientes a los intercambiadores de calor líquido-líquido en un factor de 10 a 100, por lo tanto se requiere un volumen mucho mayor para transferir la misma cantidad de calor.

Existen muchas variedades de este tipo de intercambiador; las diferencias dependen de la distribución de configuración de flujo y de los aspectos específicos de construcción.

La configuración más común de flujo de intercambiadores líquido-líquido de coraza y tubos.

Un factor muy importante para determinar el número de pasos del flujo por el lado de los tubos es la caída de presión permisible.

El haz de tubos está provisto de deflectores para producir de este modo una distribución uniforme del flujo a través de él.

TORRES DE ENFRIAMIENTO

Las torres de enfriamiento se han utilizado ampliamente para desechar en la atmósfera el calor proveniente de procesos industriales en vez de hacerlo en el agua de un río, un lago o en el océano.

Los tipos más comunes son las torres de enfriamiento por convección natural y por convección forzada.

En la torre de enfriamiento por convección natural el agua se pulveriza directamente en la corriente de aire que se mueve a través de la torre de enfriamiento por convección térmica.

Al caer, las gotas de agua se enfrían tanto por convección ordinaria como por evaporación.

La plataforma de relleno situada dentro de la torre de enfriamiento reduce la velocidad media de caída de las gotas y por lo tanto aumenta el tiempo de exposición de gotas a la corriente de aire en la torre.

Se han construido grandes torres de enfriamiento del tipo de convección natural de más de 90 m de altura para desechar el calor proveniente de plantas de fuerza.

En una torre de enfriamiento por convección forzada se pulveriza el agua en una corriente de aire producida por un ventilador, el cual lo hace circular a través de la torre.

El ventilador puede estar montado en la parte superior de la torre aspirando así el aire hacia arriba, o puede estar en la base por fuerza de la torre obligando al aire a que fluya directamente hacia dentro.

INTERCAMBIADORES COMPACTOS DE CALOR

La importancia relativa de criterios tales como potencia de bombeo, costo, peso y tamaño de un intercambiador de calor varía mucho de una instalación a otra, por lo tanto no es siempre posible generalizar tales criterios con respecto a la clase de aplicación.

Cuando los intercambiadores se van a emplear en la aviación, en la marina o en vehículos aeroespaciales, las consideraciones de peso y tamaño son muy importantes.

Con el fin de aumentar el rendimiento del intercambiador se fijan aletas a la superficie de menor coeficiente de transferencia de calor.

Las dimensiones de la matriz del intercambiador así como el tipo, tamaño y dimensiones apropiadas de las aletas varían con la aplicación específica. Se han diseñado varios tipos que se han utilizado en numerosas aplicaciones.

RADIADORES PARA PLANTAS DE FUERZA ESPACIALES

La remoción del calor sobrante en el condensador de una planta de fuerza que produce la electricidad para la propulsión, el comando y el equipo de comunicaciones de un vehículo espacial presenta problemas serios aún en plantas que generan sólo unos pocos kilovatios de electricidad.

La única forma de disipar el calor sobrante de un vehículo espacial es mediante la radiación térmica aprovechando la relación de la cuarta potencia entre la temperatura absoluta de la superficie y el flujo de calor radiante. Por eso en la operación de algunas plantas de fuerza de vehículos espaciales el ciclo termodinámico se realiza a temperaturas tan altas que el radiador permanece al rojo. Aún así es difícil de mantener el tamaño del radiador para vehículos espaciales dentro de valores razonables.

REGENERADORES

En los diversos tipos de intercambiadores que hemos discutido hasta el momento, los fluidos frío y caliente están separados por una pared sólida, en tanto que un regenerador es un intercambiador en el cual se aplica un tipo de flujo periódico. Es decir, el mismo espacio es ocupado alternativamente por los gases calientes y fríos entre los cuales se intercambia el calor.

En general los regeneradores se emplean para recalentar el aire de las plantas de fuerza de vapor, de los hornos de hogar abierto, de los hornos de fundición o de los altos hornos y además en muchas otras aplicaciones que incluyen la producción de oxígeno y la separación de gases a muy bajas temperaturas.

Para los intercambiadores estacionarios convencionales basta con definir las temperaturas de entrada y salida, las tasas de flujo, los coeficientes de transferencia de calor de los dos fluidos y las áreas superficiales de los dos lados del intercambiador. Pero para los intercambiadores rotatorios es necesario relacionar la capacidad térmica del rotor con la de las corrientes de los fluidos, las tasas de flujo y la velocidad de rotación.

EFFECTIVIDAD DE UN INTERCAMBIADOR

La efectividad de transferencia de calor se define como la razón de la transferencia de calor lograda en un intercambiador de calor a la máxima transferencia posible, si se dispusiera de área infinita de transferencia de calor.

CONTRA FLUJO

En el caso del contra flujo, es aparente que conforme se aumenta el área del intercambiador de calor, la temperatura de salida del fluido mismo se aproxima a la temperatura de entrada del fluido máximo en el límite conforme el área se aproxima al infinito.

FLUJO PARALELO

En el caso del flujo paralelo, un área infinita solo significa que la temperatura de ambos fluidos sería la lograda si se permitiera que ambos se mezclaran libremente en un intercambiador de tipo abierto.

Para dichos cálculos se encuentran expresiones aritméticas que expresan la transferencia de calor lograda por diferentes tipos de intercambiadores de calor

Las formas de flujo paralelo y en contracorriente usualmente involucran tubos concéntricos con un fluido fluyendo en un tubo anular. El arreglo de flujo en contracorriente es, termodinámicamente uno de los más eficaces.

CAPITULO 2

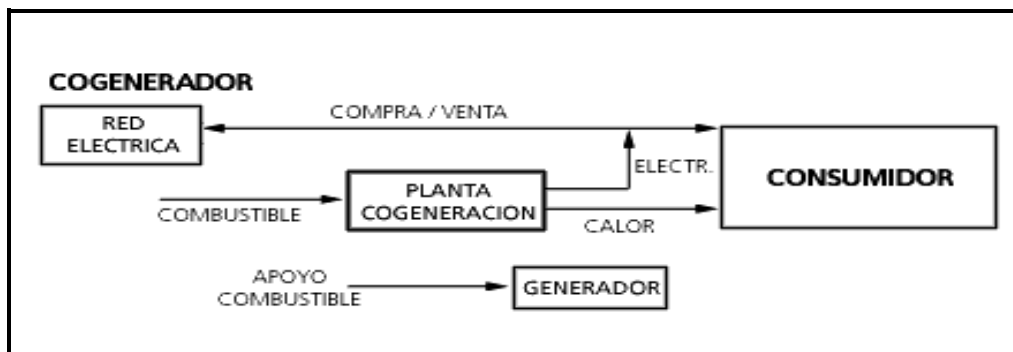
CICLOS COGENERACIÓN – TRIGENERACIÓN ESTUDIOS TERMODINAMICOS Y TRANSFERENCIA DE CALOR

Cogeneración

Los sistemas de cogeneración son sistemas de producción conjunta de electricidad (o energía mecánica) y de energía térmica útil (calor) partiendo de un único combustible. El gas natural es la energía primaria más utilizada para el funcionamiento de las centrales de cogeneración de electricidad calor, las cuales funcionan con turbinas o motores de gas. No obstante, también se pueden utilizar fuentes de energía renovables y residuos como biomasa o residuos que se incineran.

En un proceso de cogeneración, el calor se presenta en forma de vapor de agua a alta presión o en forma de agua caliente. Por ejemplo, se puede utilizar el vapor caliente que sale de una turbina de producción de energía eléctrica, para suministrar energía para otros usos. Hasta hace poco lo usual era dejar que el vapor se enfriara, pero con esta técnica, con el calor que le queda al vapor se calienta agua para distintos usos.

El aprovechamiento del calor residual, los sistemas de cogeneración presentan rendimientos globales del orden del 85%, lo que implica que el aprovechamiento simultáneo de electricidad y calor favorezca la obtención de elevados índices de ahorro energético, así como una disminución importante de la factura energética, sin alterar el proceso productivo, ahorro energético que se incrementa notablemente si se utilizan energías residuales.



En una central eléctrica tradicional los humos salen directamente por la chimenea, mientras que en una planta de cogeneración los gases de escape se enfrían transmitiendo su energía a un circuito de agua caliente/vapor. Una vez enfriados los gases de escape pasan a la chimenea.

Las centrales de cogeneración de electricidad-calor pueden alcanzar un rendimiento energético del orden del 90%. El procedimiento es más ecológico, ya que durante la combustión el gas natural libera menos dióxido de carbono (CO₂) y óxido de nitrógeno (NOX) que el petróleo o el carbón. El desarrollo de la cogeneración podría evitar la emisión de 127 millones de

toneladas de CO₂ en la UE en 2010 y de 258 millones de toneladas en 2020, ayudando a cumplir los objetivos fijados en el Protocolo de Kioto.

La producción de electricidad por cogeneración representó en la UE en 1998 el 11% del total. Si se lograra aumentar hasta un 18%, el ahorro de energía podría llegar a ser del 3-4% del consumo bruto total de la UE. Además, son cada vez más numerosas las aplicaciones que se le está dando a esta técnica, tanto en usos industriales, como en hospitales, hoteles, etc.

VENTAJAS:

Ahorra energía y mejora la seguridad del abastecimiento.

Disminuye las pérdidas de la red eléctrica, especialmente porque las centrales de cogeneración se suelen situar próximas a los lugares de consumo

Aumenta la competencia entre los productores

Permite crear nuevas empresas

Se adapta bien a las zonas aisladas o ultra periféricas

SISTEMAS DE COGENERACIÓN

Plantas con motores alternativos

Utilizan gas, gasóleo o fuel-oil como combustible. Son muy eficientes eléctricamente, pero son poco eficientes térmicamente. El sistema de recuperación térmica se diseña en función de los requisitos de la industria y en general se basan en la producción de vapor a baja presión (hasta 10 bares), aceite térmico y en el aprovechamiento del circuito de alta temperatura del agua de refrigeración del motor. Son también adecuadas para la producción de frío por absorción, bien a través del vapor generado con los gases en máquinas de doble efecto, o utilizando directamente el calor del agua de refrigeración en máquinas de simple efecto.

Plantas con turbinas de vapor

En estos sistemas, la energía mecánica se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera convencional.

El uso de esta turbina fue el primero en cogeneración. Actualmente su aplicación ha quedado prácticamente limitada como complemento para ciclos combinados o en instalaciones que utilizan combustibles residuales, como biomasa o residuos que se incineran.

La aplicación conjunta de una turbina de gas y una turbina de vapor es lo que se denomina " Ciclo Combinado".

Plantas con turbinas de gas

En los sistemas con turbina de gas se quema combustible en un turbogenerador, cediendo parte de su energía para producir energía mecánica. Su rendimiento de conversión es inferior al de los motores alternativos, pero presentan la ventaja de que permiten una recuperación fácil del calor, que se encuentra concentrado en sus gases de escape, que está a una temperatura de unos 500°C, idónea para producir vapor en un generador de recuperación.

Se diferencian 2 tipos de ciclos: **(1) simple**, cuando el vapor se produce a la presión de utilización del usuario; y **(2) combinado**, cuando el vapor se produce a alta presión y temperatura para su expansión previa en una turbina de vapor.

Ciclo simple

Es la planta clásica de cogeneración y su aplicación es adecuada cuando los requisitos de vapor son importantes (>10 t/h), situación que se encuentra fácilmente en numerosas industrias (alimentación, química, papelera). Son plantas de gran fiabilidad y económicamente rentables cuando están diseñadas para una aplicación determinada.

El diseño del sistema de recuperación de calor es fundamental, pues su economía está directamente ligada al mismo, ya que a diferencia de las plantas con motores alternativos el precio del calor recuperado es esencial en un ciclo simple de turbina de gas.

Ciclo combinado

Un ciclo combinado ayuda a absorber una parte del vapor generado en el ciclo simple y permite, por ello, mejorar la recuperación térmica, o instalar una turbina de gas de mayor tamaño cuya recuperación térmica no estaría aprovechada si no se utilizara el vapor en una segunda turbina de contrapresión.

En un ciclo combinado el proceso de vapor es esencial para lograr la eficiencia del mismo. La selección de la presión y la temperatura del vapor vivo se hacen en función de las turbinas de gas y vapor seleccionadas, selección que debe realizarse con criterios de eficiencia y economía. Por ello se requiere la existencia de experiencias previas para crear procesos adaptados a un centro de consumo, que al mismo tiempo dispongan de gran flexibilidad que posibilite su trabajo eficiente en situaciones alejadas del punto de diseño.

Una variante del ciclo combinado, es el ciclo combinado a condensación

Ciclo combinado a condensación

Variante del ciclo combinado de contrapresión clásico, se basa en procesos estrictamente cogenerativos. Se basa en una gran capacidad de regulación ante demandas de vapor muy variables.

El proceso clásico de regulación de una planta de cogeneración consiste en evacuar gases a través del bypass cuando la demanda de vapor es menor a la producción y utilizar la post-combustión cuando sucede lo contrario.

Bajando sensiblemente su potencia, no se consigue su adaptación a la demanda de vapor, debido a una importante baja en el rendimiento de recuperación, ya que los gases de escapa mantienen prácticamente su caudal y bajan ostensiblemente su temperatura. Por ellos, las pérdidas de calor se mantienen prácticamente constantes, y la planta deja de cumplir los requisitos de rendimiento.

Por otra parte, un ciclo de contrapresión y condensación permite aprovechar la totalidad del vapor generado, regulando mediante la condensación del vapor que no puede usarse en el proceso, produciendo una cantidad adicional de electricidad.

Trigeneración

Se basa en la producción conjunta de calor, electricidad y frío.

Una planta de trigeneración es similar a una de cogeneración, a la que se le ha añadido un sistema de absorción para la producción de frío. No obstante existen una serie de diferencias.

La trigeneración, permite a la cogeneración, que inicialmente, no era posible en centros que no consumieran calor, acceder a centros que precisen frío que se produzca con electricidad. Facilita a la industria del sector alimentario ser cogeneradores potenciales. Asimismo, permite la utilización de cogeneración en el sector terciario (hoteles, hospitales, etc.) donde además de calor se requiere frío para climatización, y que debido a la estacionalidad de estos consumos (calor en invierno, frío en verano) impedía la normal operación de una planta de cogeneración clásica.

Esta modalidad de cogeneración tiene más aplicaciones:

Aplicaciones de secado. Especialmente en industria cerámica que utilizada atomizadores. Son plantas muy simples y económicas, ya que los gases calientes generados por una turbina o un motor se utilizan directamente en el proceso de secado.

Aplicaciones en la industria textil.

Calefacción y refrigeración.

Aplicaciones para industrias medioambientales, como plantas depuradoras de tipo biológico, o de concentración de residuos o de secado de fangos, etc., al demandar calor son potencialmente cogeneradoras. En estas aplicaciones puede ser un factor importante para la reducción del coste de tratamiento de los residuos.

Motor alternativo

En los sistemas basados en motores alternativos, el elemento motriz es un motor de explosión. El calor recuperable se encuentra en forma de gases calientes y agua caliente (Circuito Refrigeración).

Tipo	Ventajas	Desventajas
Turbina de gas	• Amplia gama de aplicaciones • Muy fiable • Elevada temperatura de la energía térmica	Limitación en los combustibles
	• Rango desde 0,5 a 100 MW • Gases con alto contenido en oxígeno	Tiempo de vida relativamente corto
Turbina de vapor	• Rendimiento global muy alto • Extremadamente segura	Baja relación electricidad/calor
	• Posibilidad de emplear todo tipo de combustibles • Larga vida de servicio	No permite alcanzar altas potencias eléctricas
	• Amplia gama de potencias • Costo elevado	Pues en marcha lenta
Motor alternativo	• Elevada relación electricidad/calor • Bajo costo	Alto rendimiento eléctrico Alto costo de mantenimiento
	• Tiempo de vida largo • Capacidad de adaptación a variaciones de la demanda	Energía térmica muy distribuida y a baja temperatura

ECUACIONES Y MODELOS USADOS PARA EL CALCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

FLUIDOS QUE FLUYEN EN CARCASA Y TUBOS

Uno de los parámetros importantes que controlan la transferencia de calor neta del fluido caliente al fluido frío es el área de la superficie que separa los dos fluidos, a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor.

Incrementar el área significa necesariamente incrementar la longitud de trayectoria total recorrida por los fluidos en el equipo de intercambio de calor, o disminuir el diámetro de los tubos y al mismo tiempo aumentar el número de tubos.

La segunda alternativa puede llevarnos a grandes caídas de presión.

El fluido que fluye en los tubos se llama fluido del tubo, mientras que al fluido que fluye fuera de los tubos se le llama fluido de carcasa.

Los fluidos se pueden doblar alrededor varias veces, mediante lengüetas y placas intercaladas en los tubos que sirven para crear turbulencia en el flujo de carcasa, con el cual se mejora la razón de transferencia de calor.

En un periodo de tiempo, se forman depósitos o escalas en la superficie interior de los tubos, requiriendo limpieza periódica.

Para instalaciones de trabajo pesado, se utilizan intercambiadores de calor del tipo de tubo y carcasa.

Usualmente las carcasas contienen lengüetas o placas verticales con pequeñas entradas en los extremos, cuyo propósito es forzar al fluido de carcasa a pasar en flujo cruzado sobre los tubos y con esto llevar una mejoría en los coeficientes de transferencia de calor.

También sirven para aumentar la longitud de trayectoria del fluido de carcasa. Un haz de tubos consta de una gran cantidad de tubos, a través de los cuales se mueve el fluido de tubo, se aloja dentro de la carcasa.

Los extremos de los tubos pueden tener colectores flotantes o fijos. En este ultimo caso, solo se pueden utilizar cambios de temperatura moderados de modo que se limiten los esfuerzos térmicos.

Suponiendo que el cambiador se encuentra en régimen estacionario, que no existen pérdidas de calor con el exterior (cambiador perfectamente aislado) y que el calor específico del fluido se mantiene constante con la temperatura,

el caudal de calor cedido por el fluido caliente al frío se puede expresar en forma diferencial:

$$dQ = m_c * Cp_c * dT_c = m_f * Cp_f * dT_f$$

Que se puede integrar fácilmente teniendo en cuenta las temperaturas a la salida y a la entrada del cambiador de ambos fluidos.

$$Q = m_c * Cp_c * \Delta T_c = m_f * Cp_f * \Delta T_f$$

Considerándose un elemento diferencial de longitud (**dl**) en una sección transversal del cambiador el caudal de calor que se transmite del fluido caliente al fluido frío tiene que atravesar tres resistencias en serie:

- ❖ dos resistencias de convección que corresponden a los fluidos y vienen caracterizados por un coeficiente individual de transmisión de calor **h**,
- ❖ y una de conducción en la pared de separación de los fluidos caracterizada por la conductividad térmica del material.

Por tanto, el caudal de calor que atraviesa las tres resistencias en serie, que se puede considerar constante (estado estacionario), se puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$dQ = h_c * dA_c * (T_c - T_p) = \frac{K}{e} * dA_{ml} * (T_p - t_p) = h * dA * (t_p - t_f)$$

Expresando la transmisión de calor referida a la fuerza impulsora total se obtiene la expresión:

$$dQ = U * dA * (T_c - t_f)$$

Siendo: **U** el coeficiente global de transmisión de calor,
Y **dA** es el área de intercambio de calor.

Expresando las ecuaciones anteriores en forma de cociente entre la fuerza impulsora que produce el transporte y la resistencia que se opone al mismo

se obtiene la siguiente expresión, cuando el espesor de la pared del tubo es suficientemente pequeño, la ecuación queda reducida como:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{K} + \frac{1}{h_f}$$

El coeficiente global de transmisión de calor se puede determinar conociendo el caudal de calor intercambiando por ambos fluidos.

Conociendo el valor medio de la ecuación, esta se puede integrar obteniendo una expresión del caudal de calor en función del área de transmisión de calor (**A**) y el incremento de temperatura media logarítmica del cambiador (**ΔT_{ml}**). Por tanto, la ecuación se puede expresar como:

$$Q = U * A * \Delta T_{ml}$$

Expresando el área de intercambio de calor en función del diámetro externo del tubo interior

$$A = \pi * D_e * L$$

Y el incremento de temperatura media logarítmico:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_c - \Delta T_f}{\ln \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f}}$$

ESTIMACION DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR

Para calcular el coeficiente global de transmisión de calor **es necesario conocer el espesor (e) y la conductividad del material (k) que separa a ambos fluidos y determinar** los coeficientes individuales de **transmisión de calor (h_c y h_f) para el fluido caliente y frio**, respectivamente.

Para ello se utilizan correlaciones empíricas que relacionan el coeficiente de transmisión de calor con las propiedades físicas y fluido dinámicas de ambos fluidos.

A continuación se muestran algunas correlaciones empíricas para el cálculo del número de Nusselt.

Los coeficientes individuales de transmisión de calor se calculan a partir del Nusselt.

1. FLUJO LAMINAR EN TUBOS.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065*(D/L)*Re*Pr}{1+0.04[(D/L)Re*Pr]^{2/3}}$$

Donde Nu: Nusselt $Nu = \frac{h*D}{K}$

Pr: Prandtl $Pr = \frac{c_p*\mu}{K}$

Re: Reynolds $Re = \frac{V*D*\rho}{\mu}$

2. REGIMEN DE TRANSICIÓN DE FLUJO EN TUBOS.

$$Nu = 0.116[(Re)^{2/3} - 125] * Pr^{1/3} * 1 + \frac{D^{2/3}}{L}$$

3. FLUJO TURBULENTO EN TUBO.

$$Nu = 0.0231 + \frac{D^{0.7}}{L} * (Re)^{0.8} * (Pr)^{\frac{1}{3}}$$

4. FLUJO EN LA SECCION ANULAR PARA RÉGIMEN LAMINAR Y DE TRANSICIÓN

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 * Re^{1/2} * Pr^{1/3}}{1 + \frac{(0.4^{2/3})^{\frac{1}{4}}}{Pr}}$$

5. FLUJO TURBULENTO EN LA SECCIÓN ANULAR

$$Nu = \frac{h De}{K} = 0.02 \frac{V De \rho^{0.8}}{\mu} * (Pr)^{\frac{1}{3}} * \frac{D_2^{0.53}}{D_0}$$

Teniendo en cuenta que se considera régimen **laminar hasta 2.100**, **turbulento a partir de 10.000** régimen de transición entre ambos valores.

La distribución de temperaturas en la convección natural y en la forzada tiene una forma similar; en ambos casos, el mecanismo de la transmisión del calor en la interface (fluido/sólido) corresponde a la conducción.

En la Tabla 1, se relacionan algunos valores aproximados de los coeficientes de transmisión de calor por convección, incluyendo la vaporización (ebullición) y la condensación, consideradas usualmente como una parte del área de la convección.

Tabla 1 Valores aproximados de coeficientes de transmisión de calor por convección

<u>Tipo de convección y fluido</u>	<u>$hc(W/m^2 \cdot K)$</u>
Convección natural, aire	5-25
Convección natural, agua	20-100
Convección forzada, aire	10-200
Convección forzada, agua	50-10.000
Agua en ebullición	3.000-100.000
Vapor de agua en condensación	5.000-100.000

CAPA LÍMITE EN FLUJOS EXTERNOS Y FLUJOS INTERNOS.

En los flujos externos las capas límites se producen libremente, sin restricciones impuestas por las superficies contiguas.

En consecuencia, siempre existe una región del flujo fuera de la capa límite en la que los gradientes de velocidad y temperatura son despreciables.

Los ejemplos incluyen el movimiento de un fluido sobre una placa plana, o el flujo sobre superficies curvas como esferas, cilindros o el álabe de una turbina.

A diferencia de los flujos externos, en los flujos internos, tal como el flujo en un tubo, el fluido está confinado por una superficie. Por lo tanto la capa límite no puede producirse sin quedar finalmente restringida.

Cuando se considera un flujo externo, es necesario preguntar sólo si este flujo es laminar o turbulento, sin embargo, en cuanto al flujo interno también nos debemos preocupar por la existencia de las regiones de entrada y de flujo completamente desarrollado.

CONDICIONES DE FLUJO INTERNO

Considere flujo laminar en un tubo circular de radio $0\ r$ (figura), donde el fluido entra al tubo con velocidad uniforme.

Sabemos que cuando el fluido hace contacto con la superficie, los efectos viscosos se vuelven importantes y se produce una capa límite al aumentar x .

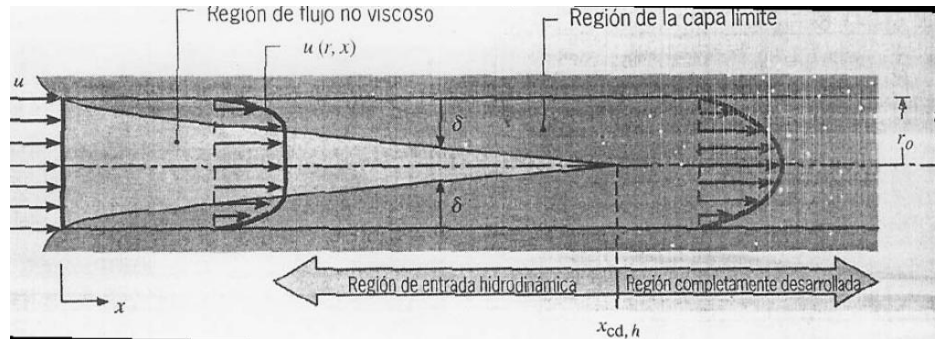
Este desarrollo ocurre a expensas de una región de flujo no viscoso que se contrae y concluye con la unión de la capa límite en la línea central.

Después de esta unión, los efectos viscosos se extienden sobre toda la región transversal y el perfil de velocidad ya no cambia al aumentar x .

Se dice entonces que el flujo está completamente desarrollado, y a la distancia desde la entrada hasta el lugar donde esta condición se alcanza se la denomina longitud hidrodinámica de entrada.

Como se muestra en la figura, el perfil de velocidad completamente desarrollado es parabólico para el flujo laminar en un tubo circular.

En el caso de flujo turbulento el perfil es más plano debido a la mezcla turbulenta en la dirección radial.



Desarrollo de la capa límite hidrodinámica laminar en un tubo circular

Cuando se trata con flujos internos, es importante conocer si el flujo es laminar o turbulento.

El número de Reynolds en un tubo circular se define como:

$$Red = \frac{\rho V_m D}{\mu}$$

Donde: V_m es la velocidad media del fluido sobre la sección transversal del tubo y D es el diámetro del tubo.

En un flujo completamente desarrollado, el número de Reynolds crítico que corresponde al inicio de la turbulencia es aproximadamente **2300 D, Re** $c \approx$, aunque son necesarios números de Reynolds mucho mayores (**10000 $D Re$**) $\approx$ para alcanzar condiciones de flujo completamente turbulentas.

CONSIDERACIONES TÉRMICAS

Consideremos ahora los efectos térmicos en el flujo interno. Si entra fluido al tubo de la figura 8, a una temperatura uniforme $T(r, 0)$ que es menor que la temperatura de la superficie, ocurre la transferencia de calor por convección y se comienza a producir una capa límite térmica. Además si la condición de la superficie del tubo, se fija mediante la imposición de una temperatura uniforme (T_s es constante) o un flujo de calor uniforme, finalmente se alcanza una condición térmica completamente desarrollada.

La forma del perfil de temperaturas completamente desarrollado $T(r, x)$, difiere según se mantenga una temperatura superficial uniforme o un flujo de calor constante. Sin embargo, para ambas condiciones de la superficie, la cantidad por la que las temperaturas del fluido exceden la temperatura de entrada, aumenta al aumentar x .

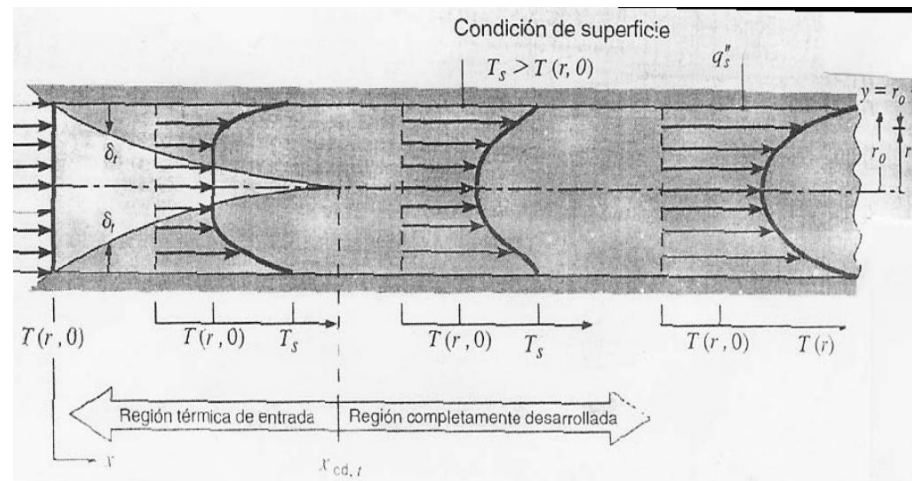


Figura 8

Desarrollo de la capa límite térmica en un tubo circular calentado

En la región completamente desarrollada, hace falta conocer como aplicar en forma apropiada la ley de enfriamiento de Newton, esto es

$$q = h (T_s - T_m)$$

Siendo T_m la temperatura media del fluido, la cual es una temperatura de referencia conveniente para el caso de flujos internos, y desempeña una función muy similar a la de la temperatura de flujo libre T_∞ para los flujos externos.

Hay una diferencia esencial entre T_m y T_∞ . Mientras T_∞ es una constante en la dirección del flujo, T_m debe variar en esa dirección.

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

Es posible interpretar los fenómenos físicos que determinan el comportamiento de la capa límite e ilustrar más su importancia en el transporte por convección mediante el desarrollo de las ecuaciones que gobiernan las condiciones de la capa límite.

Esto significa que en cada una de las capas límites (térmica e hidrodinámica), se identifican los procesos relevantes y se aplican las leyes de conservación apropiadas (ecuación de continuidad, de cantidad de movimiento y de energía) en volúmenes de control de tamaño infinitesimal.

Las ecuaciones así obtenidas proporcionan una representación completa de las condiciones de las capas límites hidrodinámica y térmica.

La resolución de estas ecuaciones permitiría determinar ***h***, pero solo en los casos de flujo simple estas soluciones se obtienen fácilmente. Desde luego que el método más práctico a menudo implica el cálculo de ***h*** a partir de ecuaciones empíricas.

La forma particular de estas ecuaciones, se obtienen correlacionando resultados de mediciones de transferencia de calor con grupos adimensionales apropiados. Mediante diversas técnicas (análisis dimensional, analogías, soluciones aproximadas de las ecuaciones) es posible hallar los grupos adimensionales que intervienen en la formulación de la transferencia de calor por convección.

La expresión general que describe este fenómeno es una función del tipo

$$\begin{aligned} f(Nu, Pr, Gr) &= 0 \text{ convección natural} \\ f(Nu, Pr, Re) &= 0 \text{ convección forzada} \end{aligned}$$

El número adimensional que caracteriza la convección forzada es el número de Reynolds, que es el cociente entre las fuerzas de inercia y las fuerzas de viscosidad, de la forma:

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu}$$

- ❖ Régimen ***laminar*** por el interior de tuberías: ***Re* < 2000**
- ❖ Régimen ***turbulento*** por el interior de tuberías: ***Re* > 8000**

El coeficiente de transmisión de calor por convección forzada depende, en general, de la densidad, de la viscosidad y de la velocidad del fluido, así como de sus propiedades térmicas (conductividad térmica y calor

específico) y la velocidad viene impuesta al sistema por una bomba, ventilador, etc., y se puede medir directamente.

El número adimensional que caracteriza la convección natural es el número de Grashoff, que es el cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas de viscosidad, de la forma:

$$Gr = \frac{g\beta}{\nu^2} \Delta T L^3$$

CONVECCIÓN NATURAL

En la convección natural, el coeficiente de transferencia de calor depende de:

- *La diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido*
- *Del coeficiente de dilatación térmica del fluido que determina el cambio de densidad por unidad de diferencia de temperatura*
- *Del campo de fuerzas exteriores que, en general, es la gravedad*

Para la convección natural en régimen laminar el nº de Raleigh vale:

$$Ra = Gr Pr < 107$$

Para la convección natural en régimen turbulento el nº de Raleigh vale:

$$Ra = Gr Pr > 109$$

Los números adimensionales recogen o agrupan magnitudes o propiedades que son afines.

NÚMERO DE NUSSELT

El número de Nusselt incorpora el coeficiente ***h*** que intentamos hallar, pero también puede verse como el cociente de las resistencias térmicas por conducción y convección

$$Nu = \frac{hD}{k} = D \frac{\frac{1}{k}}{\frac{1}{h}} = \frac{\text{resistencia conductiva}}{\text{resistencia convectiva}}$$

Además, si se piensa a la convección como una secuencia de los mecanismos de conducción, almacenamiento de la energía y transporte, para obtener un alto valor de ***h*** si el fluido tiene una baja conductividad térmica, hará falta mejorar la velocidad de transferencia.

NÚMERO DE REYNOLDS

El número de Reynolds agrupa variables que están relacionados con la cinemática de los fluidos viscosos.

En el movimiento de los fluidos viscosos se contraponen dos fuerzas, las de inercia y las viscosas.

Según predominen unas u otras, el régimen de movimiento es diferente. Así si predominan las viscosas el régimen es laminar, pero si las inerciales se hacen muy grandes frente a las viscosas el régimen se vuelve turbulento. Si predominan

- ❖ las viscosas el régimen es laminar
- ❖ las inerciales frente a las viscosas el régimen se vuelve turbulento.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{\text{fuerzas inerciales}}{\text{fuerzas viscosas}}$$

NÚMERO DE PRANDTL

El número de Prandtl contiene dos magnitudes que atañen a las propiedades térmicas de los fluidos y la viscosidad, cuyo valor depende fuertemente de la temperatura. En el caso de los gases, el número de Prandtl generalmente no varía.

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{\kappa}{\rho c_p}} = \frac{c_p * \mu}{\rho \kappa} = \frac{\text{viscosidad cinematica}}{\text{difusividad termica}}$$

De manera aproximada se puede armar cuatro grandes grupos:

- Gases: $Pr = 1$
- Líquidos (agua, aceites calientes, etc.): $Pr > 1$
- Aceites a bajas temperaturas: $Pr > 1000$

- Metales líquidos: $Pr \ll 1$

EXPRESIONES ÚTILES PARA EL CÁLCULO DE h

CONVECCIÓN NATURAL

Gases en contacto con paredes verticales

$$\begin{array}{lll} \text{Flujo laminar} & Nu = 0.59(Gr Pr)^{0.25} & 10^4 < Gr Pr < 10^9 \\ \text{Flujo turbulento} & Nu = 0.13(Gr Pr)^{0.33} & 10^9 < Gr Pr < 10^{12} \end{array}$$

Las propiedades se evalúan a la temperatura media entre la superficie y la del fluido en la región no perturbada.

Gases que se mueven en flujo cruzado con tubos horizontales

$$Nu = 0.37(Gr)^{0.25}$$

CONVECCIÓN FORZADA

Líquidos que se mueven en régimen turbulento, circulando por el interior de tubos

$$Nu = 0.0225Re^{0.8}Pr^{0.4}$$

Líquidos que se mueven en régimen turbulento, con corrientes cruzadas, sobre la superficie de tubos desnudos

❖ Si los tubos están alineados

$$Nu = 0.145Re^{0.654}Pr^{0.31}$$

❖ Si los tubos van dispuestos al tresbolillo

$$Nu = 0.157Re^{0.68}Pr^{0.31}$$

Gases que se mueven en régimen turbulento, en la dirección perpendicular a la superficie de tubos desnudos

$$Nu = 0.26Re^{0.6}Pr^{0.33} \quad \text{Para número de tubos} > 10$$

Aire que circula en concurrente con tubos desnudos

$$Nu = 0.028Re^{0.8}$$

ANALOGÍA ELÉCTRICA. TRANSFERENCIA DE CALOR

BIMODAL CONDUCCIÓN Y CONVECCIÓN

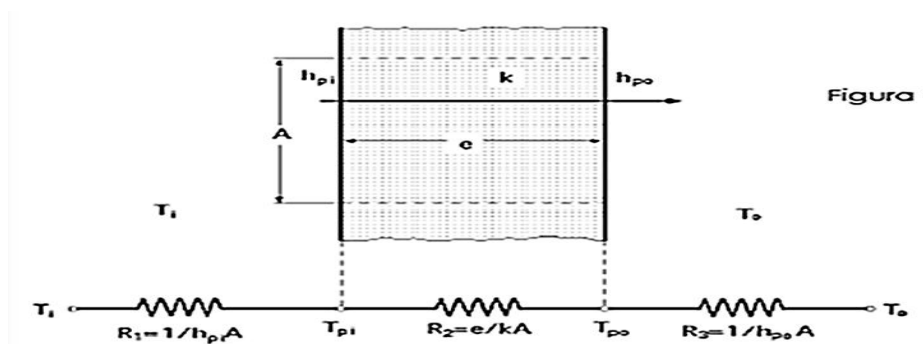
La transmisión de calor por convección se puede tratar también dentro de la estructura de una red de resistencias térmicas, en la forma:

$$R_c = \frac{1}{h_c}$$

Y esta resistencia, en una interface superficie fluido, se puede incorporar fácilmente a una red térmica en la que participen otras formas de transmisión de calor, en particular la conducción.

Considere la pared plana mostrada en la figura 9. Suponga que T_i es la temperatura del aire en el interior de una habitación y T_o la temperatura del aire exterior.

Figura Analogía eléctrica correspondiente a la transmisión de calor a través de una pared plana con convección en sus dos caras.



El calor transmitido desde el aire en el interior de la habitación y el aire exterior, separados por una pared plana, viene dado por:

$$Q = \frac{T_i - T_o}{\sum_{i=1}^3 R_i} = \frac{T_i - T_o}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_{c1}A} + \frac{e}{kA} + \frac{1}{h_{c0}A}}$$

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

PARED CILÍNDRICA SIMPLE BAÑADA POR FLUIDOS

En el caso de **paredes bañadas por fluidos**, tanto compuestas como sencillas, en muchas ocasiones interesa obtener la **velocidad de transferencia de calor** (Q-punto) en **función de un área y de las temperaturas superior e inferior** (sin tener en cuenta las temperaturas intermedias) siguiendo el **modelo de la Ley de enfriamiento de Newton**:

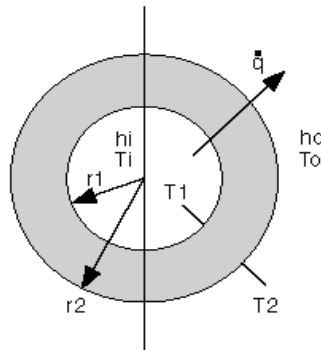
$$\text{Q-punto} = U * A * (T_s - T_i) \quad q = h (T_s - T_m)$$

$$\dot{Q} = U * A * (T_s - T_i)$$

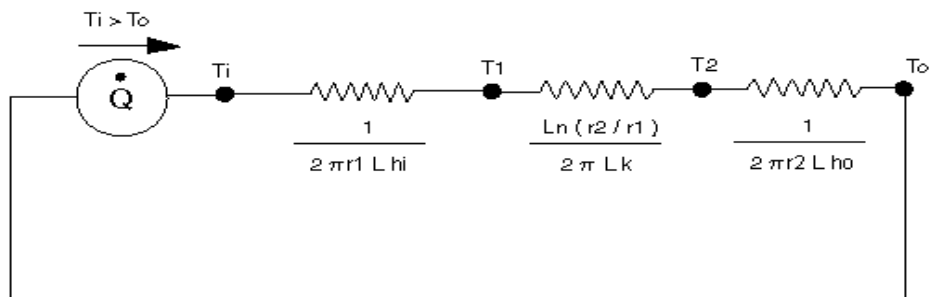
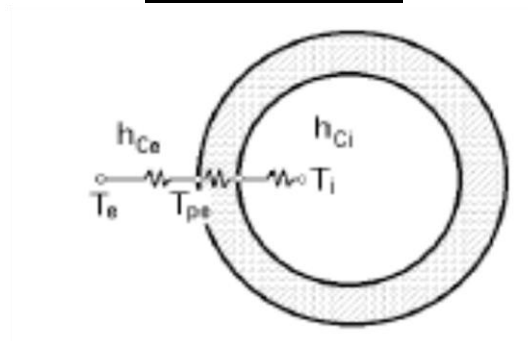
- ❖ **U** : coeficiente global de transferencia de calor
- ❖ **R_{th}** : resistencia térmica total
- ❖ **A** : Área de intercambio
- ❖ **Ts**: Temperatura superficial
- ❖ **Ti**: Temperatura interior

$$U * A = \frac{1}{R_{th}} \Rightarrow U = \frac{1}{(A * R_{th})}$$

Pared cilíndrica simple bañada por fluidos a diferente temperatura



Resistencia térmica



Según la analogía termoeléctrica

$$Q - \text{punto} = (T_i - T_o) / R_{th};$$

$$\dot{Q} = \frac{(T_s - T_i)}{R_{th}}$$

$$\dot{Q} = U * A * (T_i - T_0) \Rightarrow U * A = \frac{1}{R_{th}} \Rightarrow \frac{1}{(U * A)} = R_{th}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{2\pi r_1 L h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_o}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{2\pi r_1 L h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_o}\right) A}$$

-

El coeficiente global de transferencia, U, depende de la superficie que se considere, interior (A1) o exterior (A2).

- **Interior (A1):**

$$\text{Si } A = A1 = 2 * P * r_1 \Rightarrow U_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + \frac{r_1 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k} + \frac{1}{r_2 h_o}\right)}$$

- **Exterior (A2):**

$$\text{Si } A = A2 = 2 * P * r_2 \Rightarrow U_2 = \frac{1}{\left(\frac{1}{r_1 h_i} + \frac{r_2 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k} + \frac{1}{h_o}\right)}$$

P = Perímetro

Coeficiente global de transferencia de un intercambiador.

Factor de incrustación.

- En el estudio de los intercambiadores de calor se supone que el **tubo exterior, carcasa o casco, está perfectamente aislado térmicamente**, es decir, no existe intercambio de calor con el exterior.

Entonces se puede considerar que, a efectos de transferencia de calor, **el intercambiador se comporta como una pared cilíndrica** (el tubo o tubos interiores) **bañada por dos fluidos a diferente temperatura,**

Y cuyo coeficiente global de transferencia tiene la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{2\pi r_1 L h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_o} \right) A}$$

- O lo que es lo mismo:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{A_o h_o}$$

- Siendo ***A_i*** el área de la ***superficie interior*** y ***A_o*** el área de la ***superficie exterior*** de transferencia de calor.
- Siendo ***h_i*** el ***coeficiente de película interior*** y ***h_o*** el ***coeficiente de película exterior***.

En el caso de que la **pared del tubo interior sea lo suficientemente delgada**

$$A_i = A_o = A$$

Si el **material** del que está hecho el tubo es **buen conductor del calor** la resistencia térmica debida a conducción es despreciable, entonces:

$$\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k} = 0$$

- Las dos condiciones anteriores se dan casi siempre, quedando:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

FACTOR DE INCRUSTACIÓN

Con el paso del tiempo se **acumulan depósitos** sobre las superficies de transferencia de calor de los intercambiadores que incrementan la resistencia térmica y hacen que disminuya la velocidad de transferencia de calor.

El efecto neto de **la acumulación de depósitos se cuantifica** mediante el llamado **factor de incrustación, R_f** que está tabulado para los diferentes fluidos.

La acumulación puede producirse en la pared interior, en la exterior o en las dos simultáneamente lo cual se reflejará en el coeficiente global de transferencia de calor cuya expresión general quedará:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{A_o h_o}$$

- Y cuya expresión simplificada tiene la siguiente forma:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + R_{fi} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}$$

factor de incrustación interior **R_{fi}**

factor de incrustación exterior **R_{fo}**

Area interior **A_i**

Area exterior **A_o**

*coeficientes de transmisión de calor interior **h_i***

*coeficientes de transmisión de calor exterior **h_o***

coeficiente global de transferencia

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{fi} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}}$$

PROBLEMA BÁSICO

- El problema básico en los cálculos relativos a los intercambiadores de calor es de dos tipos fundamentales:

a) Calcular otras variables (potencia térmica, coeficiente global, área de transferencia necesaria) **conocidas las temperaturas de entrada y salida** de los fluidos frío y caliente. Para la resolución de este problema el **método más adecuado es el de la Temperatura Media Logarítmica** (LMTD - Log Mean Temperature Difference).

b) Calcular otras variables siendo **desconocidas la temperatura de salida** de los fluidos frío y caliente. En este caso el **método más adecuado es de la Efectividad-NTU** (Number of Transfer Units).

MÉTODO DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA (LMTD)

- La potencia térmica, Q-punto, puesta en juego en el intercambiador de tubo doble responde a la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = A_s \Delta T_{ml}$$

U: coeficiente global de transferencia

As: superficie de intercambio

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

ΔT_{ml} : temperatura media logarítmica

- Los valores de ΔT_1 y ΔT_2 son diferentes dependiendo si la configuración es en flujo paralelo o en contraflujo.

- En caso de flujo paralelo:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,ent};$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,sal}$$

- En caso de contraflujo:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal};$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$$

T_{h,ent}: temperatura de entrada del fluido caliente

T_{h,sal}: temperatura de salida del fluido caliente

T_{c,ent}: temperatura de entrada del fluido frio

T_{c,sal}: temperatura de salida del fluido frio

- Para las configuraciones de flujo cruzado y casco y tubos es necesario introducir un *factor de corrección, F*, en la Temperatura Media Logarítmica. El valor de **F** se obtiene de diagramas y en dichos gráficos se entra con dos valores **P** y **R**. F es función de estos dos valores **F = f (P, R)**.

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \\ R &= \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \end{aligned} \right\} \text{factor de corrección, } F$$

Subíndice 1: entrada

Subíndice 2: salida

t : temperatura del fluido frio

T: temperatura del fluido caliente

- El factor de corrección en intercambiadores de calor con cambio de fase, condensadores y evaporadores, es 1 (F = 1)

- Se emplea entonces ΔT_{ml} , cf. = F ΔT_{ml} y la expresión de la potencia térmica

Queda:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ml}$$

- Por otra parte: $\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} \Delta T_h$ y $\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} \Delta T_c$;

Subíndice ***h*** , ***c***: ***fluido caliente***

Subíndice ***f***: ***fluido frío***

MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD – NTU

- Este método se basa en un parámetro adimensional llamado Efectividad de la transferencia de calor, ε , definido de la siguiente forma:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\text{Velocidad de transferencia de calor real}}{\text{Velocidad máxima posible de transferencia de calor}}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,\text{ent}} - T_{h,\text{sal}}); \quad \dot{m}_h C_{ph} = C_h$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,\text{sal}} - T_{c,\text{ent}}); \quad \dot{m}_c C_{pc} = C_c$$

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max}; \quad \Delta T_{\max} = T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}}; \quad C_{\min} \text{ menor de } C_c \text{ y } C_h$$

$$\dot{Q}_{\text{real}} = \varepsilon \dot{Q}_{\max}$$

$$NTU = \frac{U A_s}{C_{\min}}; \quad c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

$$\varepsilon = f(NTU, c) \quad ; \quad NTU = f(\varepsilon, c)$$

– Los valores de la Efectividad y NTU se presentan en forma de gráficos y diagramas

SELECCIÓN DEL TIPO DE EQUIPO

En principio y a igualdad de restantes condiciones el equipo más adecuado es el más económico, al respecto, debe tenerse en cuenta que entre dos equipos del mismo tipo e igual superficie el de mayor longitud es el más barato, por lo cual la primera característica a considerar será conseguir la mayor longitud posible dentro de lo que los límites operativos puedan fijar, la velocidad y pérdida de carga de los fluidos, el espacio disponible en planta, las características de los tubos, el ensuciamiento (es más fácil limpiar a los tubos por dentro que por fuera), la presión de trabajo (el espesor de pared es menor con el diámetro), la corrosión de los fluidos (es más fácil cambiar los tubos que la coraza), etc. Se recuerda que el criterio de selección juega entre dos grandes factores: seguridad de operación y costo del equipo.

COMPONENTES DE UN EQUIPO DE INTERCAMBIO

TUBOS:

Existen dos tipos básicos: los lisos y los de superficie extendida externa o interna, estos últimos son utilizados cada vez más ya que resuelven problemas de casos de muy bajos coeficientes de transferencia de calor (enfriamiento con aire), los tubos lisos pueden estar contruidos con pared de un único metal o con pared doble. El tubo de doble pared consiste en dos paredes tubulares (un tubo dentro de otro) estrechamente en contacto, contruidos en dos materiales distintos. Un empleo frecuente de tubos de pared doble es acero externo y bronce admiralty o cuproníquel interno en condensadores de amoníaco que utilizan agua como medio refrigerante.

Usualmente la selección del tubo no presenta grandes dificultades y dado que deben insertarse en las placas de tubos, forman parte de un diseño integrado. La tabla 10 (página 1 del Anexo I), presenta las características mecánicas y dimensiones normalizadas de los tubos utilizados en los equipos de intercambio.

Por lo general el diámetro de tubos a utilizar puede ser 3/4" OD y 1" OD, en casos extremos también se pueden utilizar tubos de 1/2", 5/8", 1 1/4", 1 1/2" y 2" OD, naturalmente en cuanto al espesor se debe comprobar que el tubo elegido pueda soportar las presiones medias. Lo más frecuente es usar tubos de 3/4" OD 14 BWG y 1" OD 12 BWG cuando el material es acero al carbono o aluminio y 3/4" OD 16 BWG y 1" OD 14 BWG cuando el material es acero inoxidable, cobre o sus aleaciones.

DISPOSICIÓN DE TUBOS, DISTINTOS TIPOS DE ARREGLOS, DISTANCIA ENTRE CENTROS

La disposición de tubos en la placa y en el mazo involucra la ubicación de los mismos siguiendo características de regularidad geométrica donde la combinación entre las dimensiones del tubo, paso (distancia entre centros) y arreglos seleccionados ha de lograr un desempeño óptimo del equipo bajo las condiciones prescriptas por las especificaciones de diseño. Las posibilidades se reducen a cuatro involucrando dos tipos de distribución "triangular" y "cuadrada". La distribución triangular permite colocar un mayor número de tubos en el mazo, con el inconveniente que imposibilita la limpieza externa de los mismos por medios mecánicos (limpieza química solamente), como para este tipo de limpieza no es necesario retirar el mazo, la distribución o arreglo triangular se emplea solamente en equipos de placa fija, en tanto que la cuadrada se utiliza para cabezales tipo "U" o flotantes.

PASO O DISTANCIA ENTRE CENTROS

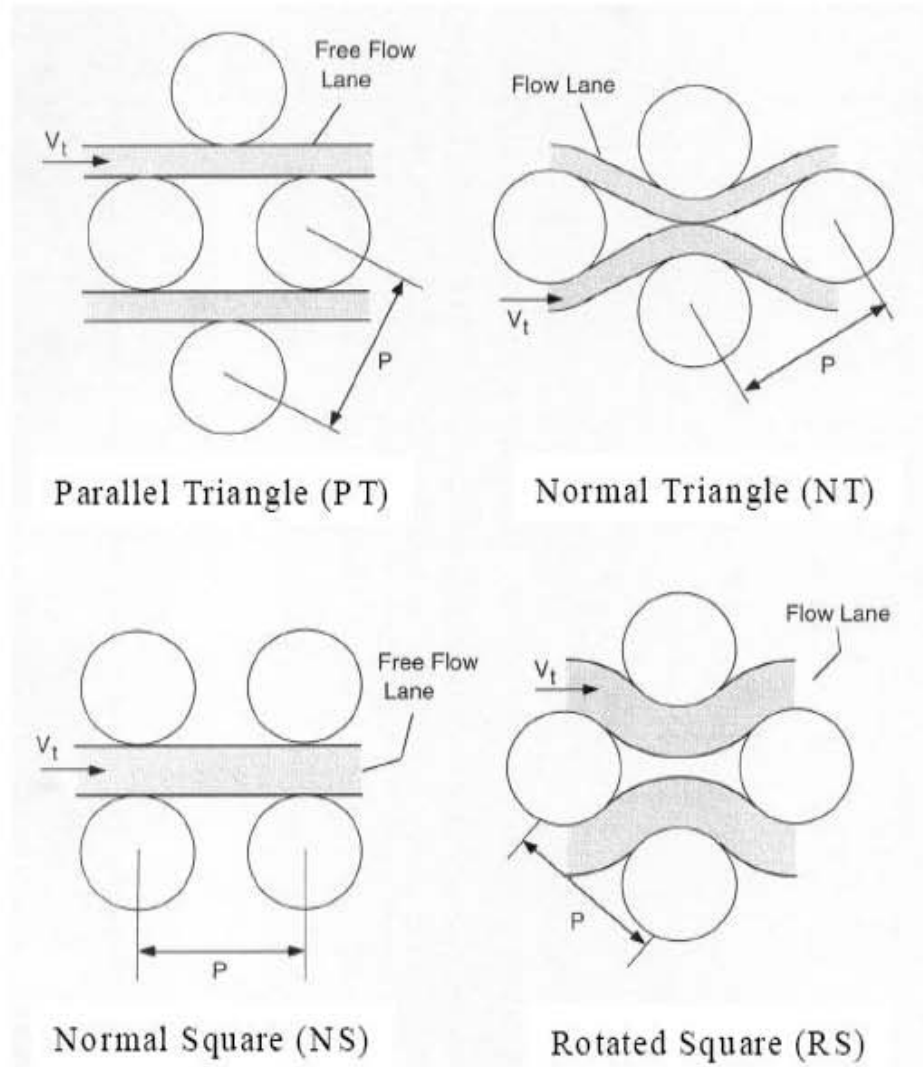
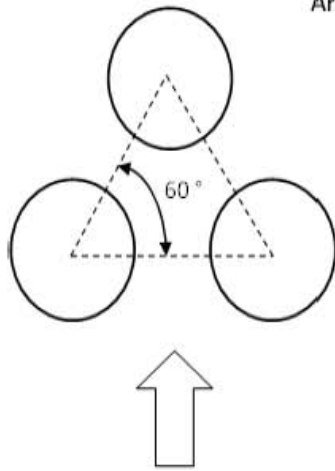


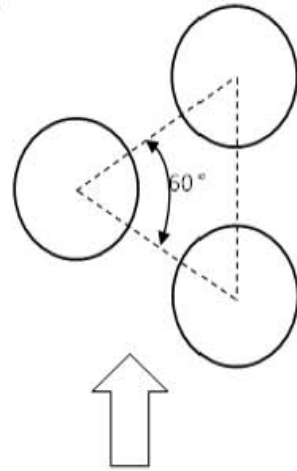
Figure 1. Standard layout patterns of tube arrays and corresponding patterns of flow "lanes" for a selected pitch ratio ($P/d = 1.4$).

Arreglos de geometrías (tubos)

Arreglos Triangulares



(a)

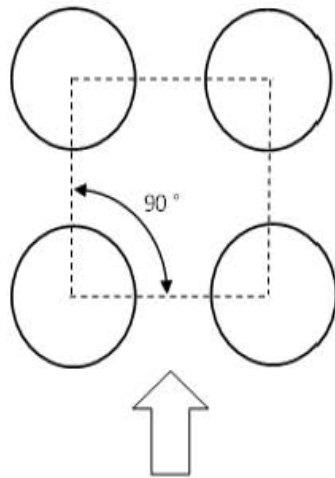


(b)

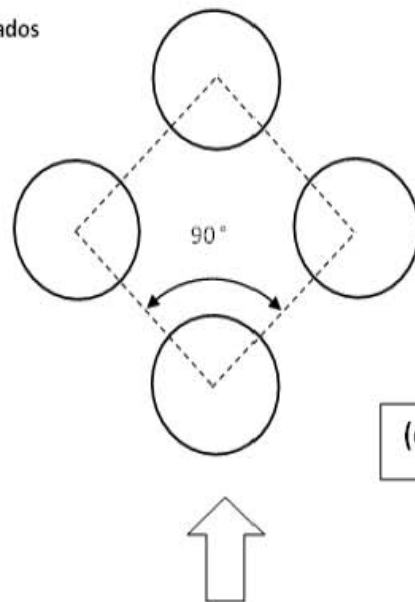
Sentido de flujo

Sentido de flujo

Arreglos Cuadrados



(c)



(d)

Sentido de flujo

Sentido de flujo

Consideraciones:

Si bien el arreglo triangular **(a)** produce un coeficiente de transmisión de calor ligeramente superior ocasiona una pérdida de carga más alta que el arreglo rotado **(b)**. En la cuadrada las diferencias son algo más sensibles con el arreglo en cuadro **(c)**, pueden colocarse algunos tubos más que con el arreglo en cuadro rotado **(d)** y por consiguiente proporciona superficies de transferencia mayores para igual diámetro de coraza, asimismo origina una carga menor. Si la velocidad del fluido no es demasiado elevada el coeficiente de transferencia es relativamente más bajo, esta desventaja encarece el costo del equipo y las mejoras mencionadas no compensan esta situación, por lo cual se utiliza más frecuentemente el arreglo en cuadro rotado.

Cuando el equipo opera en presencia de cambios de fase aparecen factores particulares que cobran importancia en la elección del arreglo: facilidad de limpieza, canales adecuados para la liberación de burbujas de vapor evitando la formación de bolsones de vapor (que aislarían parte de la superficie de transferencia), trayectoria del condensado, acumulación del mismo y facilidad de remoción, etc...

La distancia entre centros (paso o pitch), se relaciona directamente con el arreglo y materialmente con los factores que aconsejan determinada selección, en general la distancia entre centros suele ser un 25 % mayor al diámetro exterior de los mismos, así para tubos de 3/4" el pitch es de 15/16", para 1" es 1 1/4". En la distribución en cuadro se exige como mínimo una separación de 1/4" entre tubos para permitir la limpieza exterior por medios

mecánicos, lo que determina que un tubo de 3/4" tenga un (pitch = paso) de 1" y uno de 1" de 1 1/4"

SUPERFICIE DE INTERCAMBIO

La superficie de intercambio neta proporcionada por un equipo debe determinarse a partir del plano de construcción, antes de pasar a su determinación es preciso definir algunos conceptos.

NUMERO DE TUBOS

El número de tubos que intervendrá es el número real de tubos del mazo, luego de todas las modificaciones realizadas: eliminación de tubos perimetrales para respetar tolerancias, eliminación de tubos por varillas y espaciadores, eliminación de hileras por pasos múltiples, etc.

LONGITUD NOMINAL DE TUBOS

Es la longitud total del tubo, que en el caso de ser recto se construye generalmente en longitudes estándar. De acuerdo a esto pueden construirse de: 8, 10, 12, 16, 24 o 32 ft. Es obvio que pueden construirse de otras longitudes. Los tubos sobresalen de las placas de tubos a efectos de realizar una buena unión entre 1/4" y 1/2", con estos elementos puede entonces definirse la distancia entre las caras externas de las placas.

LONGITUD EFECTIVA DE TUBOS

Es la longitud expuesta a la circulación de ambos fluidos y que debe utilizarse en el cálculo del área de transferencia. Esto se hace para tener en cuenta la parte de los tubos que se insertan en las placas que no se considera

efectiva para transferir calor (esta diferencia entre longitud nominal y efectiva origina en algunos casos correcciones importantes en el valor de la superficie de transferencia efectiva. El cálculo de la longitud efectiva difiere en el caso de tratarse de mazos de tubos en “U”.

Mazos de tubos rectos: puede estimarse como:

- a) Longitud nominal - 1 1/2” por placa para unidades que trabajan a baja presión
- b) Longitud nominal - 2 a 3” por placa, para alta presión (200 a 400 psi

Mazos de tubos en “U”

Los mazos de tubos en “U”, tienen longitudes de tubos que varían fila a fila, así la fila perimetral tiene los tubos de máxima longitud (longitud nominal de los tubos con que se construye el mazo), mientras que los tubos de las filas centrales son mucho más cortos, así la longitud efectiva de los mazos en “U”, es la media entre el largo de los tubos de mayor y menor longitud.

La figura I-24 (página 5 del Anexo I), permite calcular gráficamente el valor de la longitud efectiva, con un error aproximado al 1 %, Es aplicable solamente a tubos de 3/4” OD o 1” OD lisos o de bajo albedo. Se restringe a mazos de 2 a 4 pasos por tubos. La tabla no extrapola para valores más altos de número de tubos.

Ejemplo:

Dado un número de tubos $N_t = 168$ de 3/4” OD y 16 ft de longitud nominal que área es expuesta en forma efectiva.

De la figura $L_{\text{efectiva}} = 14,5 \text{ ft}$

$$A_{\text{efectiva}} = L_{\text{efectiva}} \text{ ft} \times 0,1963 \text{ ft}^2/\text{ft} \times N_t = 14,5 \times 0,1963 \times 168 = 478,2 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{efectiva}} = 478,2 \text{ ft}^2$$

CONEXIONES

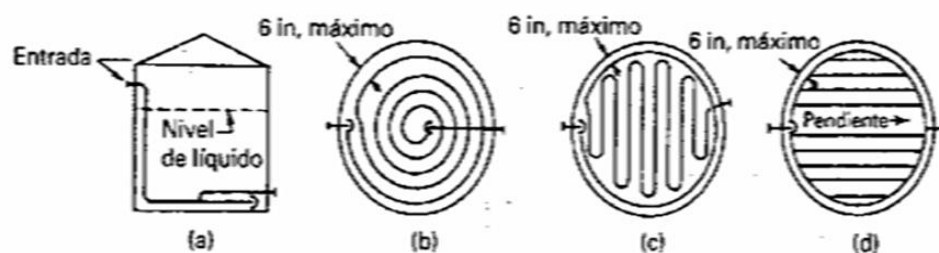
Las conexiones para el ingreso y salida de los fluidos ubicados en el cabezal distribuidor y en la coraza, se dimensionan a través de las ecuaciones convencionales de pérdida de carga o utilizando guías sobre velocidades de uso muy generalizadas. Debe ponerse especial atención ante la presencia de condiciones críticas.

SERPENTINES

Los serpentines en el diseño de los recuperadores de calor son muy importantes porque brindan una diversidad de alternativas de construcción de equipos para la transferencia de calor, debido a las diferentes formas y longitudes que a estos elementos se les puede dar a conveniencia del diseñador.

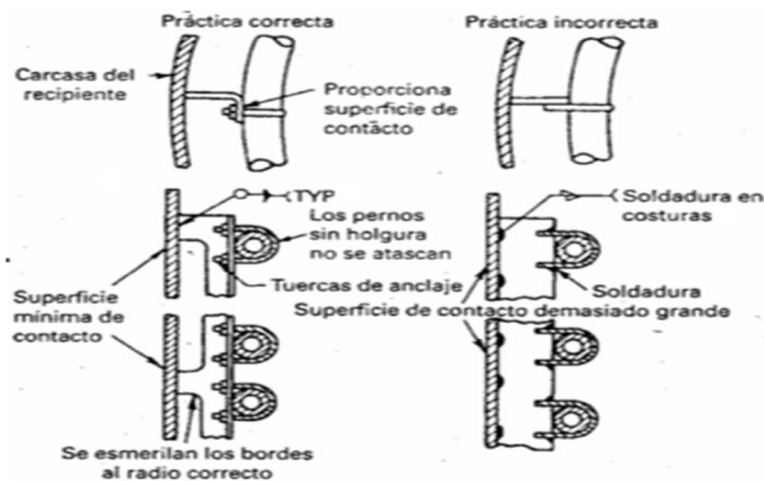
Los serpentines helicoidales y en espiral son los más fabricados en talleres, mientras que el tipo horquilla generalmente se fabrican en el lugar de utilización del mismo. Los serpentines helicoidales se emplean, en tanques de proceso y recipientes a presión, en los que se precisa de grandes áreas para un rápido enfriamiento o calentamiento.

FIG. Diseño típico de serpentines. (a) entrada elevada del serpentín en espiral. (b) en espiral con anillo circundante. (c) Tipo horquilla con anillo circundante. (d) tipo cabezal con anillo.



La mayor parte de los serpentines están firmemente sujetos a soportes (pero no soldados). Los soportes deben permitir la expansión pero al mismo tiempo ser lo suficientemente rígidos para evitar movimientos incontrolables, las tuercas y los tornillos deben fijarse de manera segura. Se recomienda reforzar las conexiones de entrada y de salida a través de las partes del tanque, puesto que estos puntos son normales a los esfuerzos de flexión, habitualmente elevados, debido a la expansión térmica.

En general, los serpentines de 50.8 y 63.4 mm (2 y 2 ½ in) son los más económicos para su fabricación en taller y los de 38.1 y 50.8 mm (1 ½ y 2 in) para su fabricación



RECIPIENTE A PRESIÓN

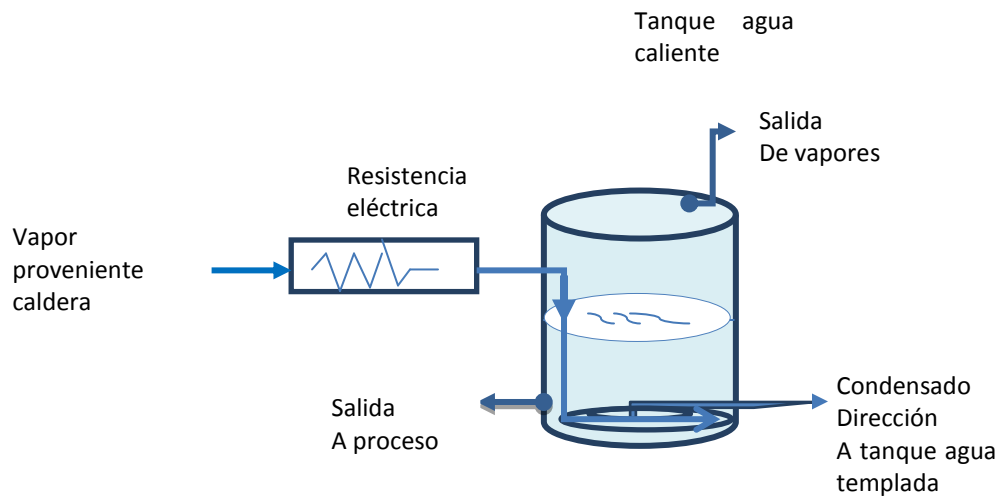
Se considera como un recipiente a presión cualquier vasija cerrada que sea capaz de almacenar un fluido a presión manométrica, ya sea presión interna o vació, independientemente de su forma y dimensiones.

Por su uso se dividen en recipientes de almacenamiento y en recipientes de proceso. Los primeros sirven únicamente para almacenar fluidos a presión, y de acuerdo a su servicio son como tanques de almacenamiento, tanques de día, tanques acumuladores, etc.

Los recipientes a presión de proceso tienen múltiples y muy variados usos, entre ellos los intercambiadores de calor, calderas, reactores, torres de destilación, etc.

TANQUE CON SERPENTIN

(Remplazo del intercambiador por una caldera de vapor)



CAPITULO 3

DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA - PROCESO Y CÁLCULOS DEL RECUPERADOR DE CALOR

DESCRIPCION DEL PROBLEMA

El problema principal del recuperador de calor fue que no proporcionaba el suficiente intercambio de calor al agua. Esto se debió al choque térmico de temperatura que causaba que el agua hirviera alcanzando el punto de ebullición provocando que se formara vapor dentro de la tubería. Esto originaba obstrucción debido al vapor que no tenía salida, causando que el agua saliera a baja temperatura de la requerida a proceso. se observó que el agua que circula dentro de los tubos se calentaba tanto debido a que el fluido (agua) ingresaba varias veces al intercambiador, lo que se conoce como pasos por los tubos.

Los tubos del intercambiador se encontraban aletada para tener un mejor intercambio de calor hacia el agua.

El intercambiador Contaba con un numero bajo de tubos.

El aumento de la masa de gases hacia el intercambiador.

Al no encontrar una solución de como hacer que el agua saliera a la temperatura de 150°C.

Lo que se pensó fue incrementar la masa de gases provenientes de la turbina por medio de una compuerta automática la cual se manipulo a diferentes posiciones de apertura para obtener la temperatura del agua.

Pues no dio resultado y se dejo el equipo en espera ya que no contaban con capital necesario para hacerle mejoras o cambios del mismo.

Un inconveniente fue que no contaban con datos de sus partes que lo integraban así como también no se contaba con memoria de cálculo.

Solamente se apoyaban en un diagrama donde se muestran equipos con algunas temperaturas, presiones.

Es importante contar con datos completos, si es posible (internos como externos) del equipo que se esta analizando.

El equipo fue adquirido por la empresa Heat and Power

El equipo para calentar agua, fue diseñado y construido e instalado, por Heat & Power una empresa que se dedica a ofrecer sus diseños (equipos) a empresas que estén interesadas en el ahorro de energía.

Su propósito fue aprovechar el calor de los gases de la combustión de la turbina instalada en la empresa Minsa en Tlalnepantla para el proceso de secado, y en el calentamiento de la masa de agua para el cocimiento del maíz.

Equipos principales son: (turbina de gas, intercambiador de calor)

Los fluidos ocupados en el proceso son: (gases de combustión de la turbina de gas y agua proveniente del tanque tipo torre a la red)

El fluido principal de trabajo a utilizar en el proceso es el agua.

Esta agua es utilizada para quitar la cascara al grano de maíz, así como también para el lavado del mismo.

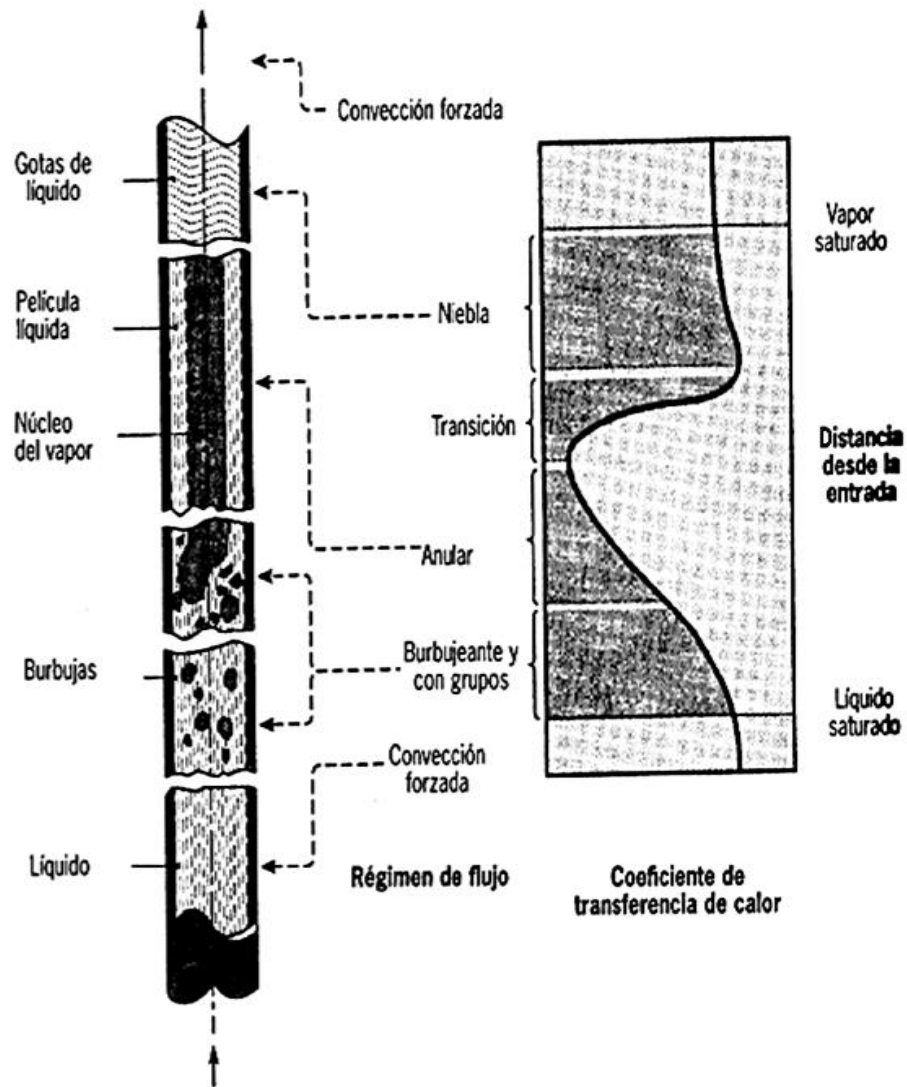
Los gases una parte son ocupados en el secado de la harina y los sobrantes son enviados a la atmosfera.

A continuación se presentan las siguientes figuras con los tipos de ebullición que se presenta en el intercambiador de tubos, así como el diagrama de equipos de la planta

Tubos en Vertical

Regímenes de flujo para ebullición por convección forzada dentro de un tubo en vertical.

▪ Ebullición y condensación

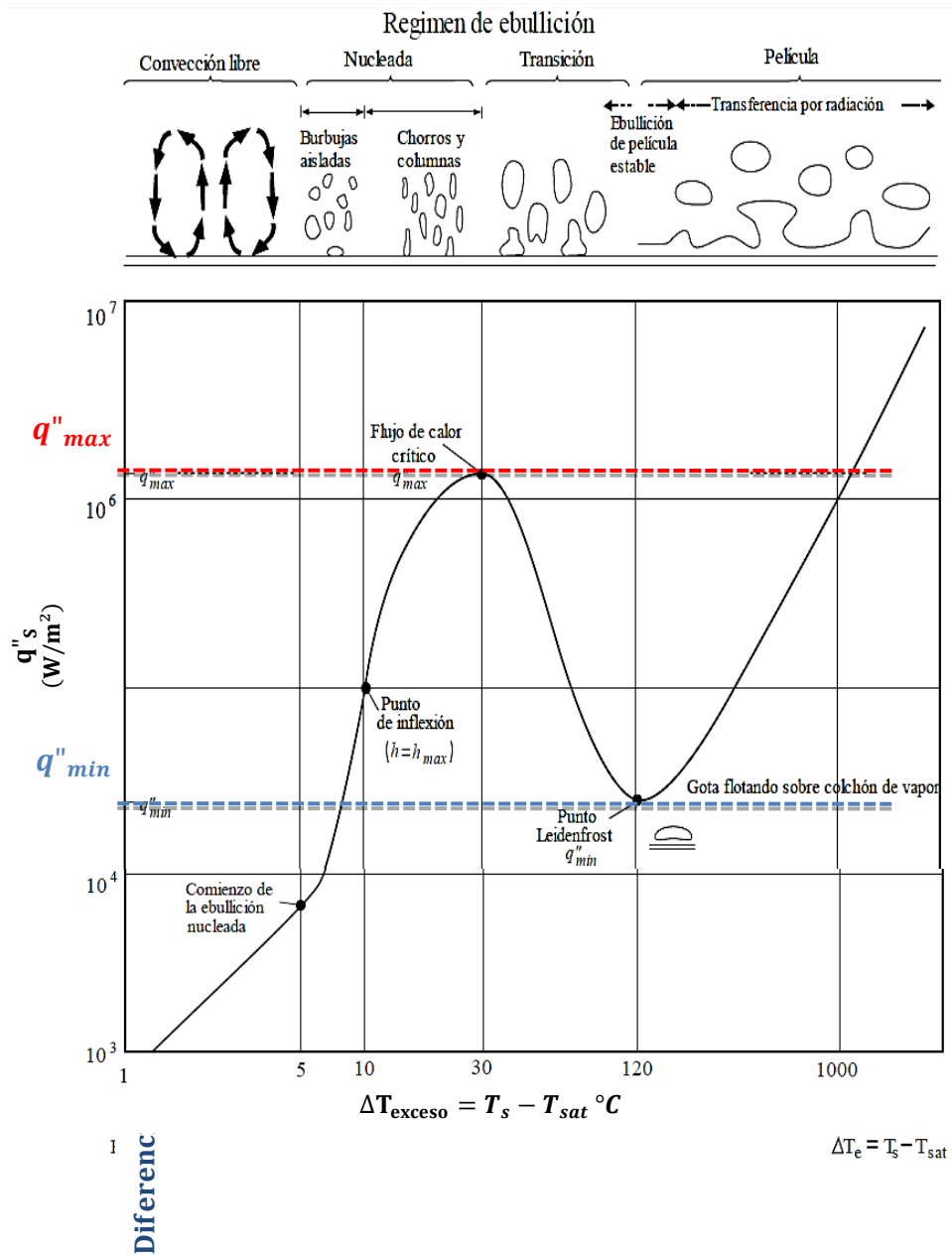


Regímenes de flujo para ebullición por convección forzada dentro de un tubo.

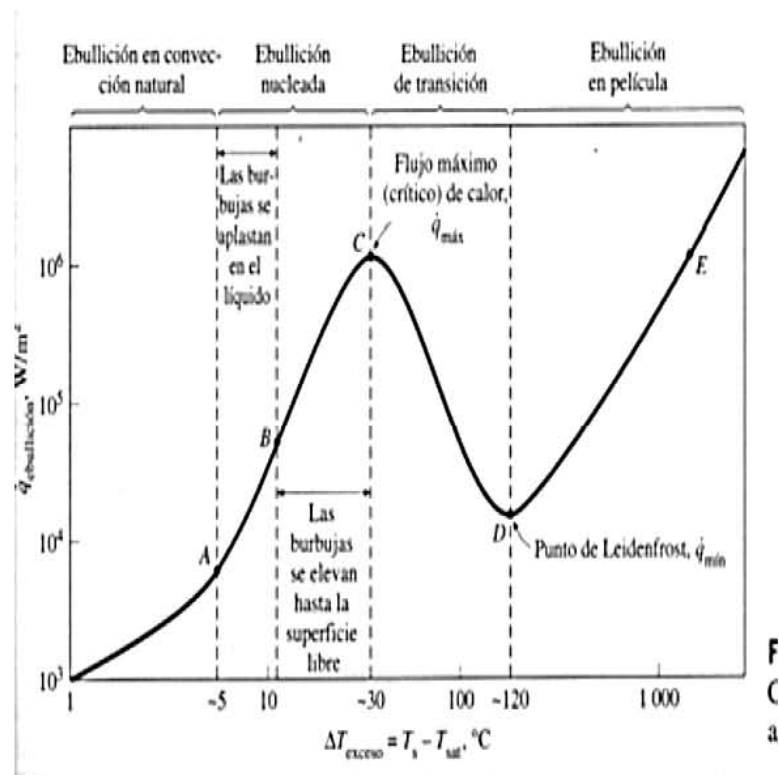
Tubos en Horizontal

Curva de ebullición del agua a 1 atm

Flujo de calor a través de la superficie



Curva de Ebullición



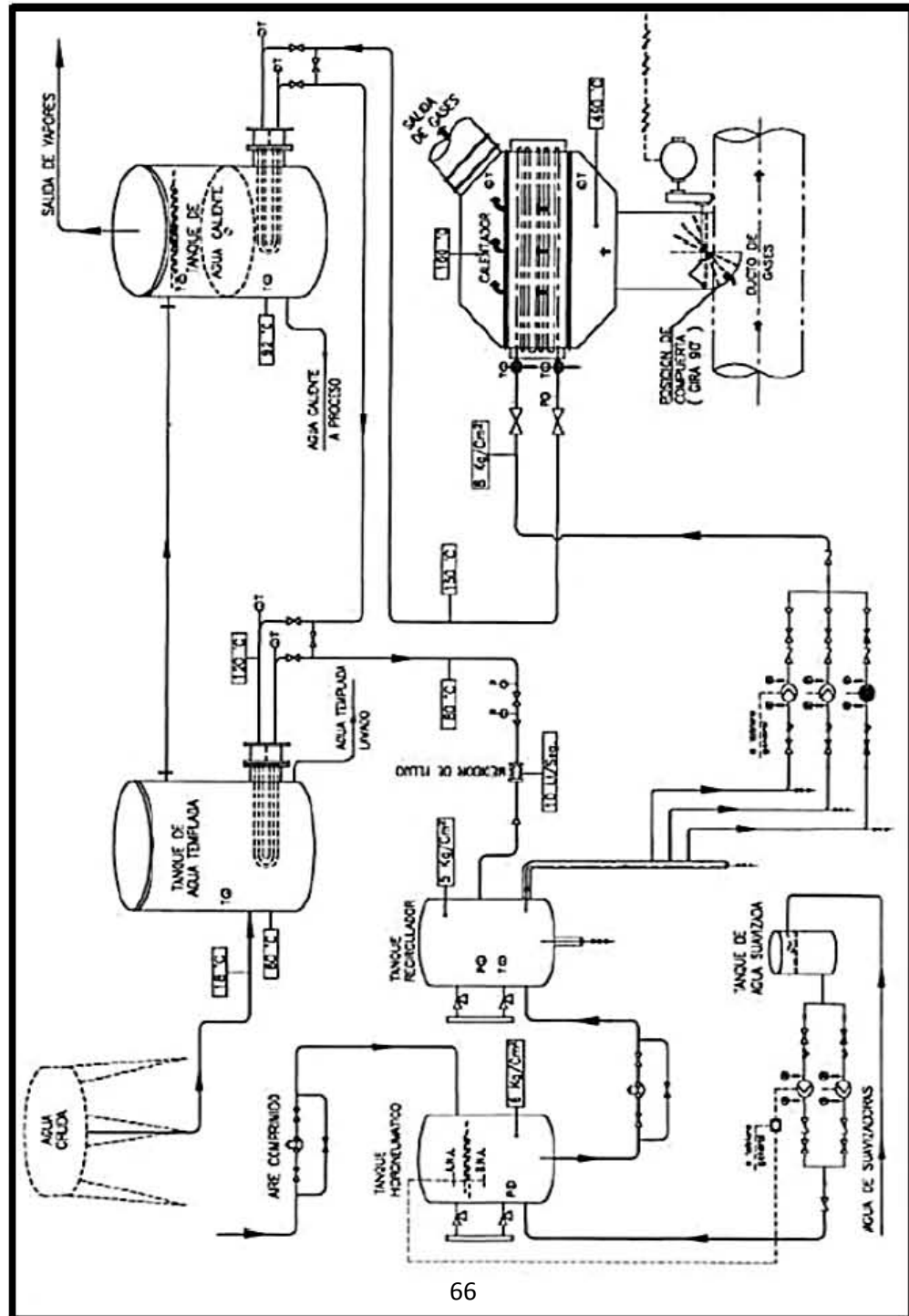
Estado estacionario en cada punto

Para agua pura a 1 atm

Dpto. Operaciones Unitarias
Ing. J. Martínez Garreiro, MSc

7

DIAGRAMA DE LA PLANTA MINSA



DESCRIPCION DEL PROCESO

Intercambiador o recuperador de calor tipo cerrado cuya finalidad es incrementar la temperatura del agua. Este incremento de temperatura se obtiene por el intercambio de calor de los gases de combustión que son arrojados de la turbina de gas, y enviados al recuperador para hacer el intercambio de calor con el agua.

El agua se extrae del tanque agua presurizada por medio de una bomba y la impulsa a través de la línea con mayor presión entre 5 y 8 kg/cm² hasta el intercambiador el cual esta formado por un banco de tubos. En el interior de los tubos El flujo de agua incrementa su temperatura desde su punto de entrada inicial que es de 60 o 80 °C hasta llegar a una temperatura de salida final entre 90 y 150 °C.

Este incremento de temperatura se debe a los gases de escape que arroja la turbina los cuales están a 500°C. Estos gases de combustión son aprovechados para calentar el flujo de agua que se encuentra en el interior de la tubería del intercambiador.

Estos gases de combustión con temperatura de 500°C provenientes de la turbina entran al intercambiador y hacen contacto con el banco de tubos haciendo el intercambio de calor. Desde el punto inicial de entrada 500°C de los gases los cuales fluyen en el interior del recuperador por la parte exterior de los tubos hasta llegar al punto final de salida de gases a una temperatura de entre 150 y 160°C. Estos gases sobrantes que salen del intercambiador son enviados por un ducto hacia la chimenea para liberarlos a la atmósfera.

Dentro de un ducto fluyen 32 kg máximo de gases de combustión proveniente de la turbina. Y por medio de una compuerta de papalote es enviada la cantidad de masa de gases, de los cuales 14 a 16 kg son enviados al recuperador y el restante es mandado al secado de la harina.

En el recuperador de calor en el punto final a la salida del cabezal el flujo de agua sale a una temperatura 150°C a la línea. Esta agua con incremento de temperatura es enviada a unos bulbos que se encuentran dentro de unos tanques cerrados de acero inoxidable los cuales contienen agua. Aquí se realiza el intercambio de calor con el agua del tanque.

Estos bulbos calientan el agua de los tanques a 150°C proveniente del recuperador de calor.

El flujo de agua pasa al primer bulbo donde le transfiere calor al agua del **tanque 1 (tanque agua caliente:** este tanque cuenta con ventilación salida de vapores, a si como también salida de agua caliente a proceso).

Esta agua proveniente del tanque agua caliente con un incremento de temperatura de 120°C es enviada al segundo bulbo haciendo lo mismo que el primero transfiriendo calor al agua del **tanque 2 (tanque agua templada:** cuenta con salida de agua templada a lavado), este tanque es llenado o suministrado por otro (**tanque torre agua fría** con temperatura 18°C).

Finalmente la descarga de flujo de (agua) de este segundo bulbo (tanque agua templada) es enviada con un decremento de temperatura de 80°C pasando por un medidor de flujo 10 Lt/seg. Hacia el **tanque agua presurizada:** presión de 5 Kg/cm², cuenta con purga para el desalojo de solidos, indicadores de presión y temperatura).

El tanque es llenado por agua que viene del **tanque de agua suavizada** el agua es enviada por dos bombas una en operación y la segunda de relevo, la primer bomba envía el agua a el (**tanque hidroneumático:** presión 6 Kg/cm², cuenta con lectura de nivel de agua, purga para el desalojo de solidos) el cual es inyectado por aire comprimido; el flujo de agua es enviada desmineralizada a el **tanque agua presurizada:** El agua de este tanque es enviada a alimentar a una red de bombas de 10 Hp en total (tres bombas) dos en operación y una en relevo o espera, estas bombas incrementan la presión del agua a 8 Kg/cm² para bombearla a la línea que finalmente llegar al punto inicial de entrada al recuperador o intercambiador de calor. Repitiéndose continuamente el proceso.

El agua de los tanques es utilizada:

1) (tanque agua caliente 92°C) a proceso: finalidad es quitar la cáscara dura al maíz.

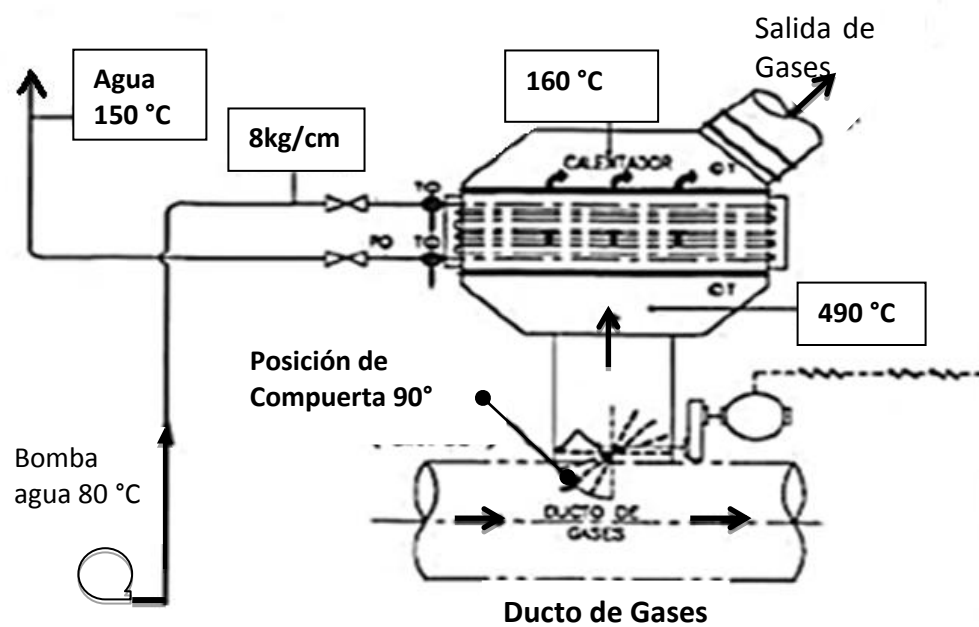
2) (tanque agua templada 60°C) a lavado: finalidad la limpieza del maíz.

La finalidad del recuperador es calentar el agua a utilizar, aprovechando los gases de combustión de la turbina.

Una parte de los gases de escape son mandados al sistema de secado de la harina, la cual se encuentra en tolvas de reposo de nixtamal de ahí pasa a unas mesas vibrantes para quitarle la humedad.

Ya que los gases calientes generados por una turbina o un motor son utilizables directamente en el proceso de secado.

Esquema del recuperador de calor



El equipo (intercambiador o recuperador de calor) está formado en su interior por tubería aletada para el calentamiento del agua cuya entrada y salida es a través de cabezales en los cuales se han instalados purgas para el desalojo de sólidos, así como también indicadores de presión y temperatura.

Al hacer circular el flujo de agua con una presión entre 5 y 8 Kg/cm². En la línea de circulación entra al recuperadores cual está formado por un banco de tubos esta se incrementa desde su punto de entrada inicial que es de 60 o 80 °C hasta llegar a una temperatura de salida final entre 90 y 150 °C.

Esto se debe a los gases de escape de la turbina que son aprovechados, estos gases están a 500 °C desde el punto inicial de entrada los cuales fluyen en el interior del recuperador por la parte exterior de los tubos hasta llegar a la salida a una temperatura final entre 150 y 160 °C que son enviados a la atmósfera.

Por medio de un ducto fluyen 32 Kg. máx. De gases de los cuales 14 a 16 kg son enviados al recuperador y el restante es mandado al secado de la harina.

En la salida del cabezal el agua sale a temperatura de 150°C es enviada a unos bulbos que se encuentran dentro de unos tanques cerrados de acero inoxidable los cuales contienen agua.

Estos bulbos calientan el agua de los tanques por que en su interior circula agua proveniente del recuperador.

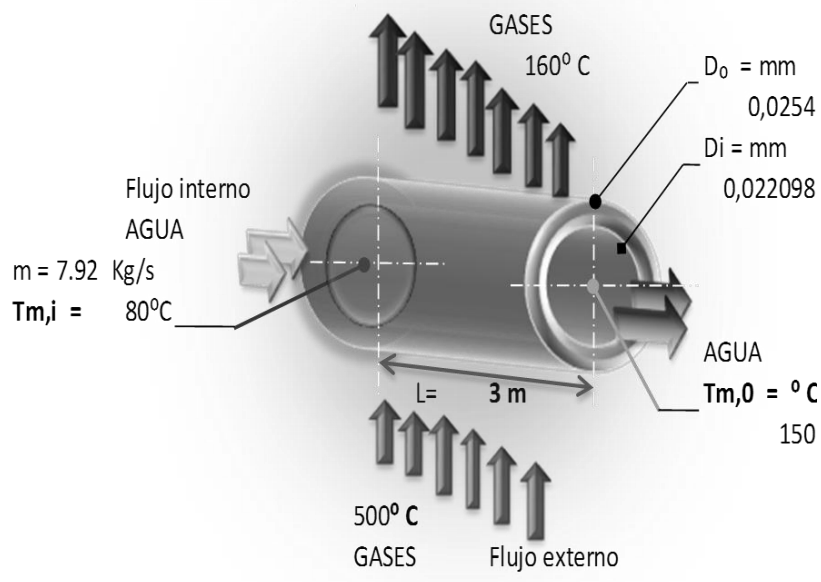
Esta agua pasa al primer bulbo donde transfiere calor al agua del tanque 1(tanque agua caliente con ventilación salida de vapores), al fluir el agua en el interior del bulbo, esta fluye en la línea al segundo bulbo haciendo lo mismo que el primero transfiriendo calor al agua del tanque2 (tanque agua templada).

El agua de los tanques es utilizada:

1) a proceso (agua caliente 92 C) finalidad es quitar la cáscara dura al maíz.

2) a lavado (agua templada 60C) su finalidad el lavado del maíz.

La finalidad del recuperador es calentar el agua aprovechando los gases de escape de una turbina.



La empresa Micase cuenta con un equipo para aprovechar los gases de la turbina para calentar agua. Esta agua es utilizada a proceso, como es el lavado y eliminación de la cascara del maíz.

El equipo es un recuperador de calor, y se desea obtener el agua a proceso a una temperatura de 92°C para la eliminación de la cascarilla del maíz.

En el recuperador se desea obtener que el agua a la salida de este sea de 150°C . Este flujo de agua es enviada a un tanque agua caliente donde se hace la transferencia de calor con el agua del tanque manteniéndola a 92°C . Por lo que se tienen los siguientes datos:

CÁLCULOS DE FLUJOS AGUA Y GASES AIRE

PARÁMETROS IMPORTANTES DEL INTERCAMBIADOR

Gases de escape calientes, que entran a un intercambiador de calor de flujo cruzado a 500°C y salen a 160°C , se usan para calentar agua que circula por los tubos a razón de 7.92kg/seg de 80°C a 150°C .

Circula una corriente de aire (gases) Por el exterior de los tubos proveniente de la turbina a 500°C que penetra en un conducto de sección rectangular de dimensiones (3m x 1m), por el que fluye.

El gasto de aire es de 16 kg/seg. .El aire a la salida es de 160°C . Mientras que por el interior de los tubos fluye un caudal de agua, que penetra a 80°C y sale a 150°C .

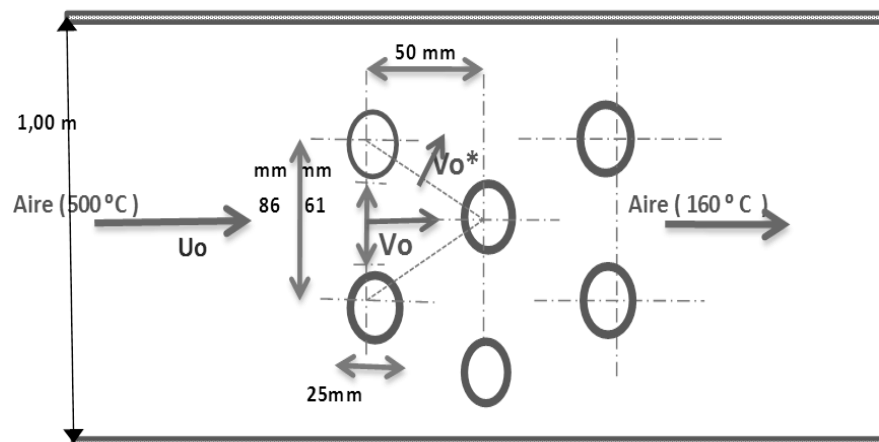
Los tubos tienen un diámetro interior de 2.20 cm y un diámetro exterior de 2.5 cm

El material de los tubos tiene una conductividad térmica de $21.5\text{W/m}^{\circ}\text{C}$.

Se pretende calentar agua desde 80°C hasta 150°C

Determinar y obtener datos faltantes.

Esquema: banco de tubos en una sección rectangular



CARACTERISTICAS DE LA TUBERIA

<u>características del tubo</u>					
	Plg	mm	cm	m	
Diámetro Exterior Tubo = D_o =	1	25,4	2,54	0,0254	$2,54 \cdot 10^{-2}$
Diámetro Interior Tubo= D_i =	0,87	22,098	2,2098	0,022098	$2,2098 \cdot 10^{-2}$
Espesor de pared del tubo interno =	0,065	1,651	0,1651	0,001651	$1,651 \cdot 10^{-3}$
	Plg ²	mm ²	cm ²	m ²	
Área del Tubo S/Aletas = $0,262 \text{ ft}^2$ =	37,73	24340,60	243,41	0,0243398	$2,4339 \cdot 10^{-2}$
Área del Tubo Interior = $0,2277 \text{ ft}^2$ =	32,79	21154,02	211,54	0,02115333	$2,1153 \cdot 10^{-2}$
Área de flujo por Tubo=	0,594	383,23	3,83	0,00038323	$3,8323 \cdot 10^{-4}$

CÁLCULOS

LADO (AGUA) PARA UN TUBO

AGUA POR EL INTERIOR DE LOS TUBOS.-

No se conoce la temperatura interior de la pared, que estará a más de 150°C,

Las propiedades térmicas del agua que circula por el interior de los tubos (se calienta), se calculan a la temperatura media:

La temperatura media es

$$T_F = \frac{T_i + T_o}{2}$$

Las Propiedades del agua a: $T_F = \frac{80+150}{2} = 115^\circ\text{C} \Rightarrow 388^\circ\text{K}$

Entrando en la tabla de propiedades del agua con temperatura de 388°K he interpolando, Se obtienen los siguientes valores

TABLA A.6 Propiedades termofísicas de agua saturada

<i>Temperatura</i>	<i>presión</i>	<i>Volumen específico</i>	<i>Entalpía vaporización</i>	<i>Calor específico</i>	<i>Viscosidad</i>	<i>Conductividad Térmica</i>	<i>Numero de Prandtl</i>
<i>T</i> (K)	<i>P</i> (bar)	<i>V_f</i> *10 ⁻³ (m ³ /kg)	<i>h_{fg}</i> (kJ/kg)	<i>CP</i> (J/kg*K)	<i>μ_f</i> *10 ⁻⁶ (N*s/m ²)	<i>K_f</i> *10 ⁻³ (W/m*K)	<i>Pr_f</i>
380	1.2869	1.049	2239	4.226	260	683	1.61
385	1.5233	1.053	2225	4.232	248	685	1.53
390	1.794	1.058	2212	4.239	237	686	1.47

Interpolando: Se tienen los siguientes valores

<i>T</i>	<i>P</i>	<i>V_f</i> *10 ⁻³	<i>h_{fg}</i>	<i>CP</i>	<i>μ_f</i> *10 ⁻⁶	<i>K_f</i> *10 ⁻³	<i>Pr_f</i>
388	1.740	1.057	2214	4.238	239	686	1.48

$$D_i = 0.0254 - (0.001651 * 2) = 0.022098 \text{ m}$$

Para tubos:

- Si $Re < 2300$ el flujo es laminar
- Si $2300 < Re < 10000$ el flujo es de transición.
- Si $Re > 10000$ el flujo es turbulento.

Velocidad del agua

$$A = (3.1416 * 0.022098^2) / 4 = 0.0003835 \text{ m}^2$$

$$G = V\rho = \frac{\pi d_i^2}{4} \times uF \times \rho = \frac{\pi \times 0.022098^2 m^2}{4} \times 21.82 \frac{m}{seg} \times 946.29 \frac{Kg}{m^3}$$

$$= 7.91 \frac{Kg}{S} \times 3600 \frac{S}{1hr} = 28,508.69 \frac{Kg}{hr}$$

$$V = \frac{G}{A * \rho} = \frac{7.92 (kg/s)}{\frac{\pi * d_i^2 (m^2)}{4} * 946.29 (kg/m^3)} = 21.82 \text{ m/s}$$

Reynolds agua

$$R = \frac{V * D_i}{\nu} = \frac{21.82 \left(\frac{m}{s}\right) * 0.022098 (m)}{241 * 10^{-6} (m^2/s)} = 200.377,9$$

Numero de Nusselt

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.3} = (0.023 * 200.377,9^{0.8} * 1.49^{0.3}) = 452$$

Coeficiente de película

$$h = \frac{Nu * K}{Di} = \frac{452 * 0.687}{0.022098} = \mathbf{14,032.49} \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

Coeficiente de transferencia de calor referido a la sección interior del tubo

$$U_i = 1/(1/h_h + (A_e * e_w / K_w * A_{ml}) + (A_e / A * h_c)) = 130 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mathbf{U_i} = \frac{1}{\frac{1}{133} + \frac{A_e * e_w}{K_w * A_{ml}} + \frac{A_e}{A * h_c}} = \frac{1}{\frac{1}{133} + \frac{0.239 * 0.0016}{21.5 * 0.22} + \frac{0.239}{0.208 * 13296.25}} = \mathbf{130}$$

$$A_e = \pi * d_e * L_{tubo} = 0.2393$$

$$A_i = \pi * d_i * L_{tubo} = 0.2082$$

$$\text{espesor de pared} \rightarrow e_w = 0.00165$$

$$\text{conductividad termica acero} \rightarrow K_w = 21.5$$

$$\text{Área media aritmética} \rightarrow A_{ml} = \frac{A_e - A_i}{Ln} = 0.2234$$

$$Ln = \frac{A_e}{A_i} = 0.139$$

$$\text{coeficiente de convección agua } h_c = 13296.25$$

$$\text{coeficiente de convección gases } h_h = 133$$

$$\frac{1}{h_h} = 0.007536$$

$$A_e * e_w = 0.0003952$$

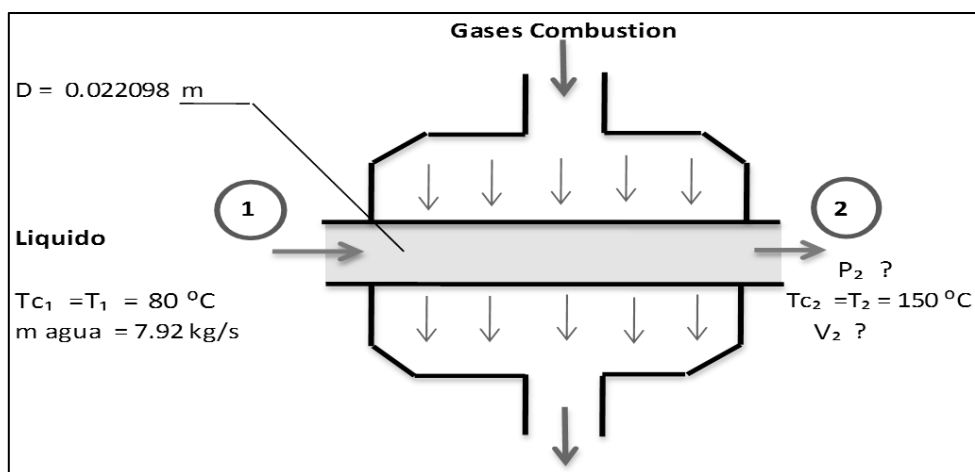
$$k_w * A_{ml} = 4.804$$

$$A_i * h_c = 2769.199$$

VELOCIDAD DEL AGUA ENTRANDO AL INTERCAMBIADOR

Un intercambiador de calor calienta agua por el espacio anular, esta ingresa a las condiciones que se indican; Determinar:

La velocidad de agua a la salida, velocidad del agua entrando al intercambiador



Temperatura	presión	10^3	10^6
$^{\circ}\text{C}$	Kg/cm^2	Kpa	Mpa
80	8	$8 \cdot 98.0665 = 784,532$	0,784
150	8	$8 \cdot 98.0665 = 784,532$	0,784

P =	<u>0,784</u>	<u>Mpa</u>	<u>0,784</u>	<u>Mpa</u>
T =	<u>80$^{\circ}\text{C}$</u>		<u>150$^{\circ}\text{C}$</u>	
	<u>v=0,001029</u>	<u>m³/Kg</u>	<u>v=0,001091</u>	<u>m³/Kg</u>
	<u>h=334,91</u>	<u>KJ/Kg</u>	<u>h=632,19</u>	<u>KJ/Kg</u>

De ecuación de continuidad

$$m_2 = \rho_2 V_2 A_2 = \left(\frac{1}{v_2}\right) * V_2 A_2 = \frac{V_2 A_2}{v_2}$$

$$A_2 = \left(\frac{\pi}{4}\right) * (di)^2$$

$$A_2 = \left(\frac{3.1416}{4}\right) * (0.022098)^2$$

$$A_2 = 0.00038353 = 3.83 * 10^{-4}$$

$$V_2 = \frac{m_2 v_2}{A_2}$$

$$V_2 = \frac{7.92 * 0.0102}{0.000383} = 21.249 \text{ m/seg}$$

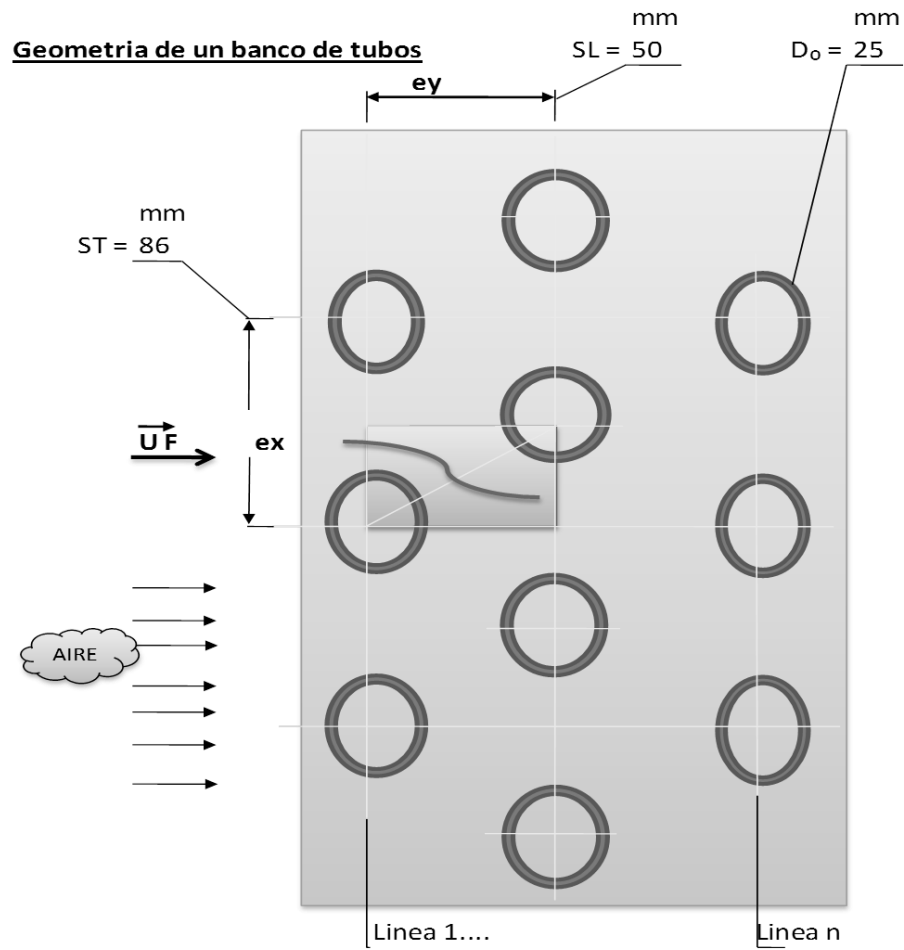
De ecuación de continuidad

$$V_1 = \frac{m_1 v_1}{A_1}$$

$$A_1 = \left(\frac{\pi}{4}\right) * (di)^2 = \left(\frac{3.1416}{4}\right) * (0.022098)^2 = 0.00038353 \\ = 3.83 * 10^{-4}$$

$$V_1 = \frac{7.92 * 0.00109}{0.000383} = 22.530 \text{ m/seg}$$

BANCO DE TUBOS

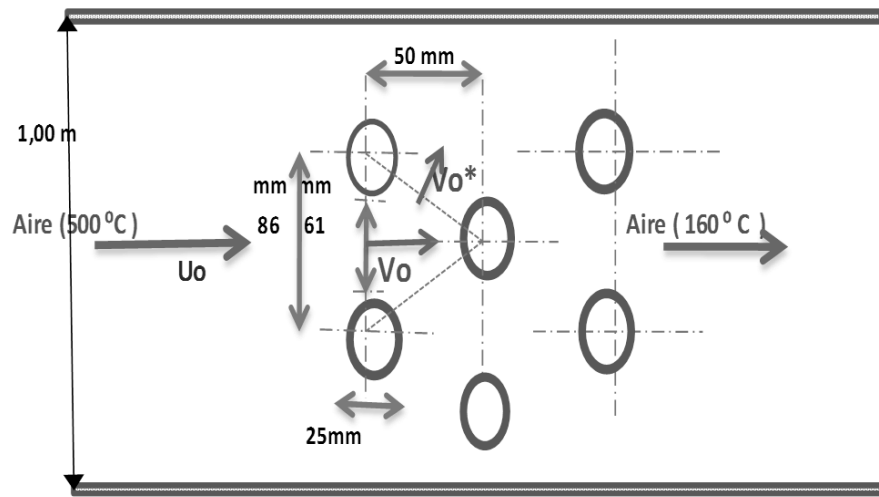


ST: Separación Transversal

SL: Separación Longitudinal

D0: Diámetro exterior

UF: Velocidad del fluido



CÁLCULOS DEL LADO EXTERIOR DE LOS TUBOS

LADO GASES

AIRE (GASES) POR EL EXTERIOR DE LOS TUBOS

A priori se puede suponer que la temperatura exterior de la pared de los tubos va a estar muy próxima a los 150°C.

La temperatura media de película para el aire se calcula a:

$$T = \frac{500+160}{2} = 330^{\circ}\text{C} \text{ a } 603^{\circ}\text{K}$$
 Con esta temperatura se ingresa a tablas propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica.

He interpolando se tiene los siguientes valores.

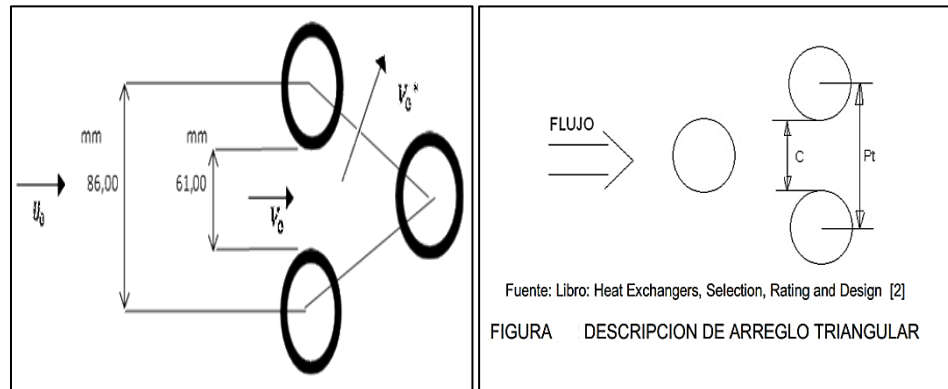
TABLA A.4 Propiedades Termofísicas de Gases a presión Atmosférica

<i>Temperatura</i>	Densidad	Calor específico	Viscosidad Dinámica	Viscosidad Cinemática	Conductividad Térmica	Numero de Prandtl
T (K)	ρ (kg/m ³)	C_p (KJ/kg*K)	$\mu \cdot 10^{-7}$ (N*s/m ²)	$\nu \cdot 10^{-6}$ (m ² /S)	$K \cdot 10^{-3}$ (W/m*K)	Pr
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	0.716

Interpolando:

T (K)	ρ (kg/m ³)	C_p (KJ/kg*K)	$\mu \cdot 10^{-7}$ (N*s/m ²)	$\nu \cdot 10^{-6}$ (m ² /S)	$K \cdot 10^{-3}$ (W/m*K)	Pr
603	0.5777	1.053	309.1	54.19	47.5	0.686
	0.5					

Banco de tubos



Donde:

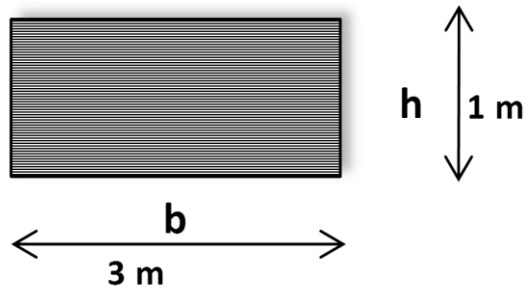
Pt = Distancia entre centros de tubos o [m]

do = diámetro externo de los tubos [m]

Ds = Diámetro de Coraza [m]

C = Espacio libre entre tubos [m]

Caja rectangular por donde fluye el aire.



Determinar:

- Coeficiente global de transmisión de calor referido a la sección exterior del tubo.
- El numero de tubos que debe tener el haz y el número de tubos por fila

Área de la sección rectangular

$$A = b \times h = (3 * 1.009) = 3 \text{ m}^2$$

Velocidad del aire aguas arriba

$$V = \frac{G}{A\rho}$$

Gasto de aire

$$G_{aire} = 16 \frac{kg}{s}$$

$$V = \frac{16 \frac{kg}{s}}{0.57(kg/m^3) * 3m^2} = 9 \text{ m/s}$$

Para la primera fila de tubos se tiene:

$$V * 0.0866 = V_0(0.05 - 0.0616)$$

Despejando V_0 se tiene

$$9 * 0.0866 = V_0(0.0616 - 0.0254)$$

$$V_0 = \frac{9 * 0.0866}{(0.0616 - 0.025)} = 22$$

$$V_0 = 22 \text{ m/s}$$

La velocidad $V_0 = 22 \text{ m/s}$ es la velocidad maxima,

Reynolds máximo

$$Re_{\max} = \frac{V_0 * d}{\nu} = \frac{22 * 0.0254}{5.3141 * 10^{-05}} = 12,489.12$$

$$Re_{\max} = 12,489.12$$

Numero de Nusselt

$$N_{ud} = C * Re^{n_{\max}} * Pr^{1/3} \quad \text{Para} \quad \left\{ \begin{array}{l} 2,000 < Re_d < 40,000 \\ Pr > 0.7 \end{array} \right.$$

$$\text{Para:} \quad Re = 12,489.12 \quad \left\{ \begin{array}{l} \frac{\varepsilon_X}{d} = \frac{0.05}{0.0254} = 1.97 \\ \frac{\varepsilon_Y}{d} = \frac{0.0866}{0.0254} = 3.41 \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{De tabla} \\ C = 0.44 \\ n = 0.57 \end{array} \right.$$

De tabla 6.5.1: Coeficiente **C1** y **m** Correlación Grimison

	St/D							
	1.25	1.5	2					
St/D	C1	m	C1	m	C1	m	C1	m
Alineado								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.1	0.704	0.0633	0.752
1.5	0.367	0.586	0.25	0.62	0.101	0.702	0.0678	0.744
2	0.418	0.57	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3	0.29	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Escalonado								
0.6	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.9	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.56
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.5	0.451	0.568	0.46	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
1.75	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.57
3	0.31	0.592	0.356	0.58	0.44	0.562	0.428	0.574

$$N_{ud} = C * Re^{n_{max}} * Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$N_{ud} = 0.449 * 12,489.12^{0.57} * 0.7^{\frac{1}{3}} * 0.92$$

$$N_{ud} = 79,32$$

Coeficiente de película exterior

$$h_{e\text{aire}} = \frac{Nu_d * K_{\text{aire}}}{de}$$

$$h_{e\text{aire}} = \frac{79 * 0.0471}{0.0254}$$

$$h_{e\text{aire}} = 147 \text{ (W/m}^2\text{°K)}$$

$$h_{e\text{aire}} = 133$$

Coeficiente global de transferencia de calor referido a la sección exterior del tubo

$$U_e = \frac{1}{\frac{A_e}{h_{i\text{agua}} A_i} + \frac{A_e}{2 \pi A_i} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{e\text{aire}}}} = 130$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{0.239}{13,296.25 * 0.208} + \frac{0.239}{2 \pi 0.208} \ln \frac{0.012}{0.011} + \frac{1}{133}}$$

$$U_e = 130 \text{ W/m}^2\text{°K}$$

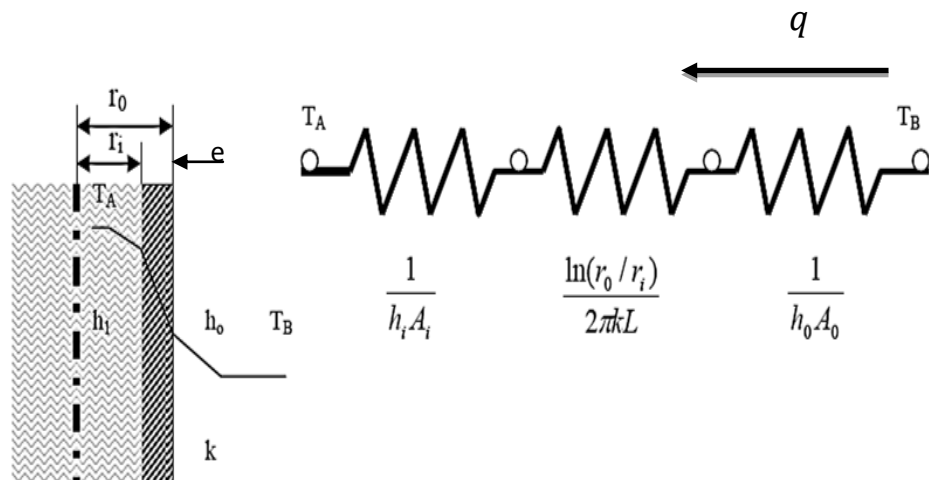
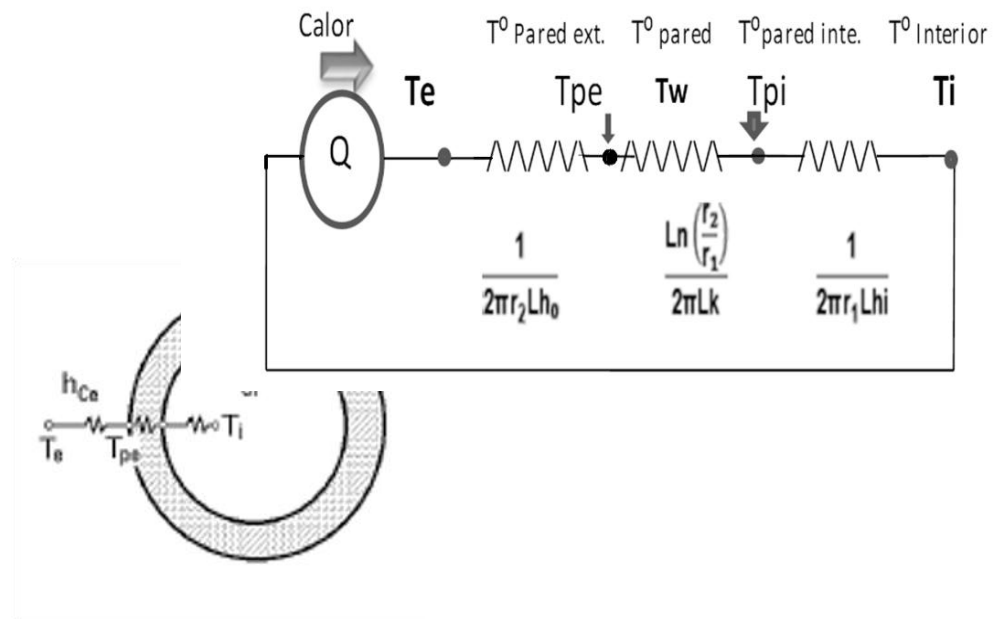
$$A_e = \pi * de * L = 3.1416 * 0.0254 * 3 = 0.2393899 \text{ m}^2$$

$$A_i = \pi * di * L = 3.1416 * 0.022098 * 3 = 0.2082692 \text{ m}^2$$

$$re = de / 2 = 0.0254 / 2 = 0.01270$$

$$ri = di / 2 = 0.022098 / 2 = 0.011049$$

RESISTENCIA TERMICA (TUBO)



Coeficiente global de transferencia de calor a través de una pared plana.

- c) N° de tubos que debe tener el haz si se pretende calentar agua de 80° hasta 150°C y el n° de tubos por fila térmica

Temperatura fluido caliente (Carcasa): { Th,i = entrada , Th,0 = salida

Temperatura fluido frio (Tubos): { Tc,i = entrada , Tc,0 = salida

$NTU = \text{numero de unidades térmicas}$

$CR = \text{Relacion de capacitancias térmicas de flujo}$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad , \quad C_R = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

θ_m Es la diferencia de temperaturas en operación.

$$\theta_m = LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

➤ En caso de flujo en contracorriente:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{[-NTU(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}})]}}{1 + (\frac{C_{min}}{C_{max}}) e^{(-NTU(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}))}}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= Th, ent. - Tc, sal \quad , \quad \Delta T_2 = Th, ent. - Tc, ent \\ \Delta T_1 &= \Delta T_{c,entr} - \Delta T_{f,sal} \quad y \quad \Delta T_2 = \Delta T_{c,sal} - \Delta T_{f,ent} \end{aligned}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

$$LMTD \left\{ \begin{array}{l} \Delta T_1 = Th, ent. - Tc, sal = 500 - 150 = 350^\circ \\ \Delta T_2 = Th, sal. - Tc, ent = 160 - 80 = 80^\circ C \end{array} \right.$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{350 - 80}{\ln \frac{350}{80}} = 182.9 = 183$$

➤ En caso de flujo en paralelo:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-[1 + (\frac{C_{min}}{C_{max}})] \frac{UA}{C_{min}}}}{1 + (\frac{C_{min}}{C_{max}})}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

$$\text{LMTD} \begin{cases} \Delta T_1 = Th, ent. - Tc, ent. = 500 - 80 = 420^\circ\text{C} \\ \Delta T_2 = Th, sal. - Tc, sal. = 160 - 150 = 10^\circ\text{C} \end{cases}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = 109,69$$

➤ En caso de flujo en equicorriente:

Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

$$\text{LMTD} \begin{cases} \Delta T_1 = Th, ent. - Tc, ent. = 500 - 80 = 420^\circ\text{C} \\ \Delta T_2 = Th, sal. - Tc, sal. = 160 - 150 = 10^\circ\text{C} \end{cases}$$

➤ Flujos en cruzado:

$Th, i = Th, entrada = \text{tempera fluido caliente a la entrada}$ (Carcasa)

$Tc, 0 = Tc, salida = \text{tempera fluido frio a la salida}$ (Tubos)

Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

$$\begin{cases} \Delta T_1 = Th, ent. - Tc, sal = 500 - 150 = 350^\circ \\ 86 \end{cases}$$

$$\Delta T_{m1} \quad \Delta T_2 = Th, sal. - Tc, ent = 160 - 80 = 80^\circ C$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{Ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{Ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{350 - 80}{Ln \frac{350}{80}} = 182.9 = 183^\circ C$$

Factor de Corrección

El factor F(R, P), se calcula a partir de los valores de R y de P para el cambiador de 1 paso por carcasa y 1 pasos por los tubos, es decir:

Factor de corrección de la LMTD:

Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

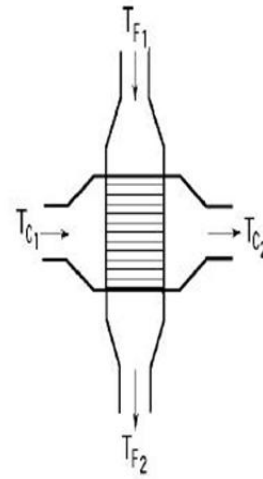
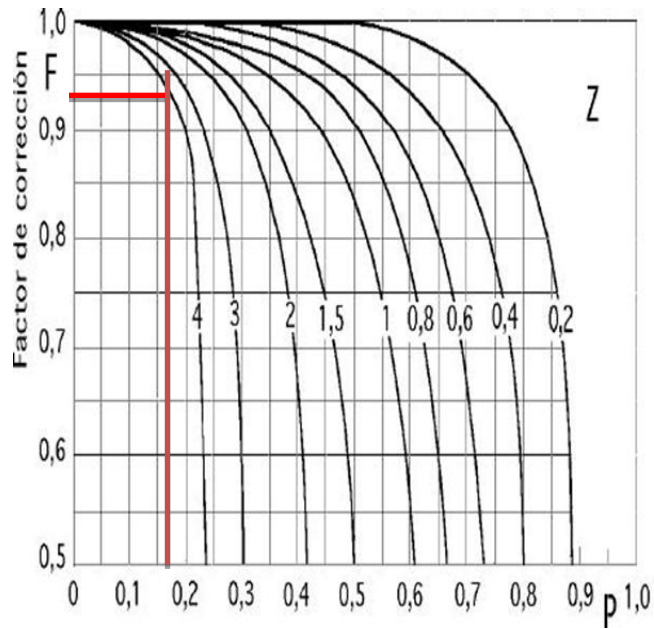
LMTD valores obtenidos de grafica

$$F(R \text{ o } Z, P) = 0.93 \quad \left\{ \begin{array}{l} P = \frac{Tc_2 - Tc_1}{Th_1 - Tc_1} = \frac{150 - 80}{500 - 80} = \frac{70}{420} = 0.16 \\ R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{500 - 160}{150 - 80} = \frac{340}{70} = 4.85 \end{array} \right.$$

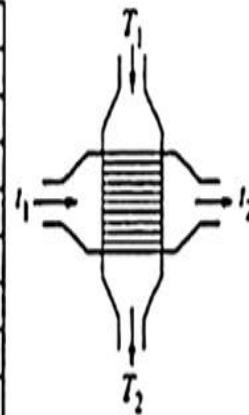
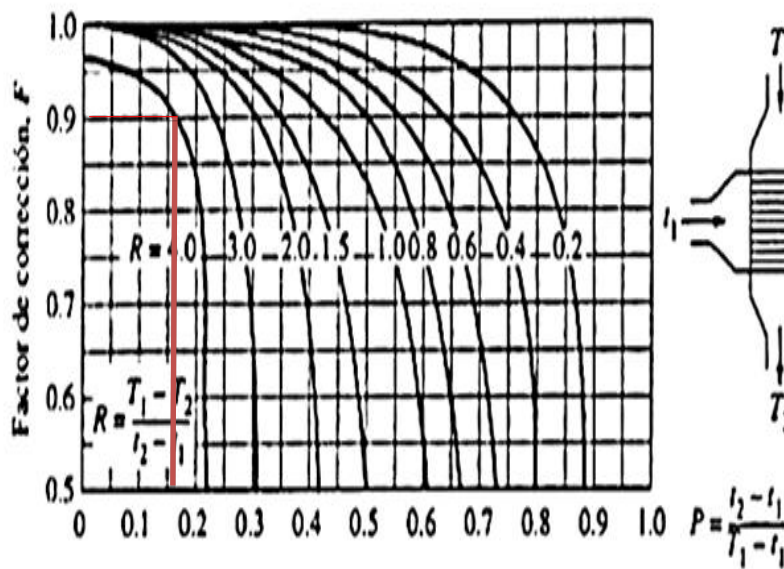
Donde R = Z

Entonces (aplicando la gráfica de la figura anterior)

$$\Delta t_m = F(R, P) \Delta t_{lm} = 0.93 * 183 = 170.19^\circ C$$

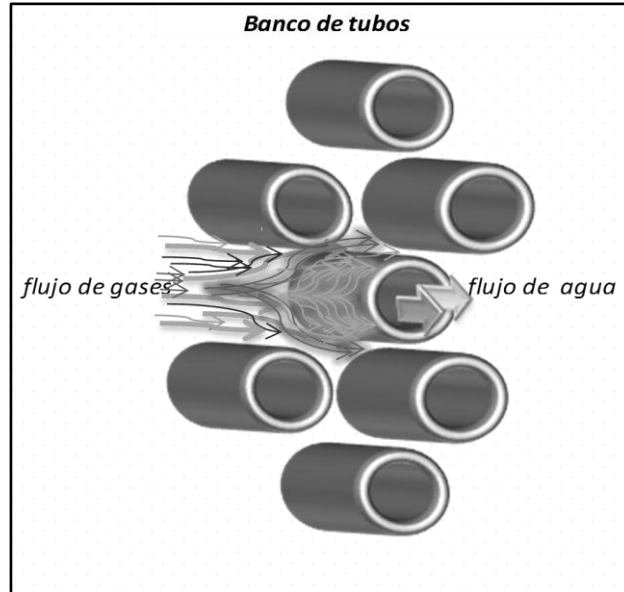


Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador de flujos cruzados. Con mezcla de un fluido en la parte carcasa y sin mezclar del otro fluido y un paso de tubos



d) Flujo cruzado de un solo paso con uno de los fluidos de flujo mezclado y el otro no mezclado

ESQUEMA DE UN BANCO DE TUBOS



Superficie de intercambio externa de los tubos y longitud

Sustituyendo en la ecuación general del calor intercambiado, se obtiene:

$$q = 2348438.40 = UA\Delta t_m = 130 * A * 170.19$$

$$Ae = \frac{q_T}{F(LMT)U} = \frac{2348438.40}{(0.93*183*130)} = 106 \text{ m}^2$$

q_T = calor transferido

Longitud total de tubos:

$$L_{total} = \frac{Ae}{\pi * de} = \frac{106}{3.1416 * 0.0254} = 1330 \text{ m}$$

METODO DEL NUT

LADO DE LOS GASES

Temperatura media del fluido caliente.

$$T_{m_h} = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2}$$

$$T_{m_h} = \frac{500 + 160}{2} = 330\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow 603\text{ }^{\circ}\text{K}$$

Propiedades del aire a $T = 603\text{ }^{\circ}\text{K}$

$$C_p = 1063 \left[\frac{J}{Kg * ^{\circ}K} \right]$$

$$C_h = m_h * C_p$$

$$C_h = 6 \left[\frac{Kg}{S} \right] * 1063 \left[\frac{J}{Kg * ^{\circ}K} \right] = 6378 \left[\frac{W}{^{\circ}K} \right] \rightarrow C_{min}$$

LADO DEL AGUA

Temperatura media del fluido frío.

$$T_{m_c} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2}$$

$$T_{m_c} = \frac{80 + 150}{2} = 115\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow 388\text{ }^{\circ}\text{K}$$

Propiedades del agua a $T = 388\text{ }^{\circ}\text{K}$

$$C_p = 4236 \left[\frac{J}{Kg * ^{\circ}K} \right]$$

$$C_c = 7.92 \left[\frac{Kg}{S} \right] * 4236 \left[\frac{J}{Kg * ^{\circ}K} \right] = 33549.12 \left[\frac{W}{^{\circ}K} \right] \rightarrow C_{max}$$

Donde el valor del **C_{min}** , es el menor valor entre el **C_c** y el **C_h**

Para definir la efectividad del intercambiador necesitamos determinar primero la transferencia de calor máxima posible, Q_{max} para el intercambiador.

$$Q_{max} = C_{min} \times (T_{hi} - T_{ci})$$

$$Q_{max} = 6378 \left[\frac{W}{^{\circ}K} \right] \times (500 - 80)[^{\circ}K] = 2901012,14 [W]$$

Conocido el valor del Q_{max} y Q se calcula la efectividad del recuperador

Efectividad de un intercambiador

La efectividad de transferencia de calor se define como la razón de la transferencia de calor lograda en un intercambiador de calor a la máxima transferencia posible, si se dispusiera de área infinita de transferencia de calor.

Para determinar el **NUT**, se calcula la relación entre las capacitancias

$$\text{térmicas } C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{6378}{33549.12} = 0.21$$

Con el valor de $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ y la eficiencia del intercambiador se procede a determinar el valor del **NUT** con:

$$\varepsilon = 80 \% , \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0.21$$

OTRO METODO DE CÁLCULO

C) Eficiencia del intercambiador

La potencia real intercambiada es la absorbida por el agua:

$$Q_{real\ agua} = m_{agua} \times C_p (agua) \times \Delta T_{agua}$$

$$Q_{real\ agua} = 7.92 \frac{Kg}{s} \times 4.238 \frac{KJ}{kg\ ^\circ k} \times 70^\circ C = 2,349,547.2\ (w)$$

Velocidad máxima posible de transferencia de calor para el agua:

$$Q_{m\acute{a}x\ agua} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$Q_{m\acute{a}x} = 6907 \frac{W}{K} \times (500 - 80)^\circ C = 2901012. (w)$$

Se tiene:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{2348438.4}{2901012.14} = 0.8 \rightarrow = 80\ \%$$

$$\varepsilon = \frac{q\ (Calor\ absorbido\ por\ el\ l\acute{iquido\ que\ se\ calienta)}{C_{min} \times (T_{hi} - T_{ci})}$$

$$\varepsilon = \frac{2348438.4}{6378(500 - 80)} = 0.87 \rightarrow = 87.6\ \%$$

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{hi} - T_{h0})}{C_{min}(T_{hi} - T_{ci})} = |C_h = C_{min}| = \frac{T_{hi} - T_{h0}}{T_{hi} - T_{ci}}$$

$$\varepsilon = \frac{6378(500 - 160)}{6378(500 - 80)} = \frac{340}{420} = 0.80 \rightarrow = 80.95\ \%$$

Con el valor de $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ y la eficiencia del intercambiador se procede a determinar el valor del NUT con:

$$\varepsilon = 80\ \% , \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0.21$$

Entramos a la grafica

De la figura siguiente se obtiene el valor de $NUT = 1.9$

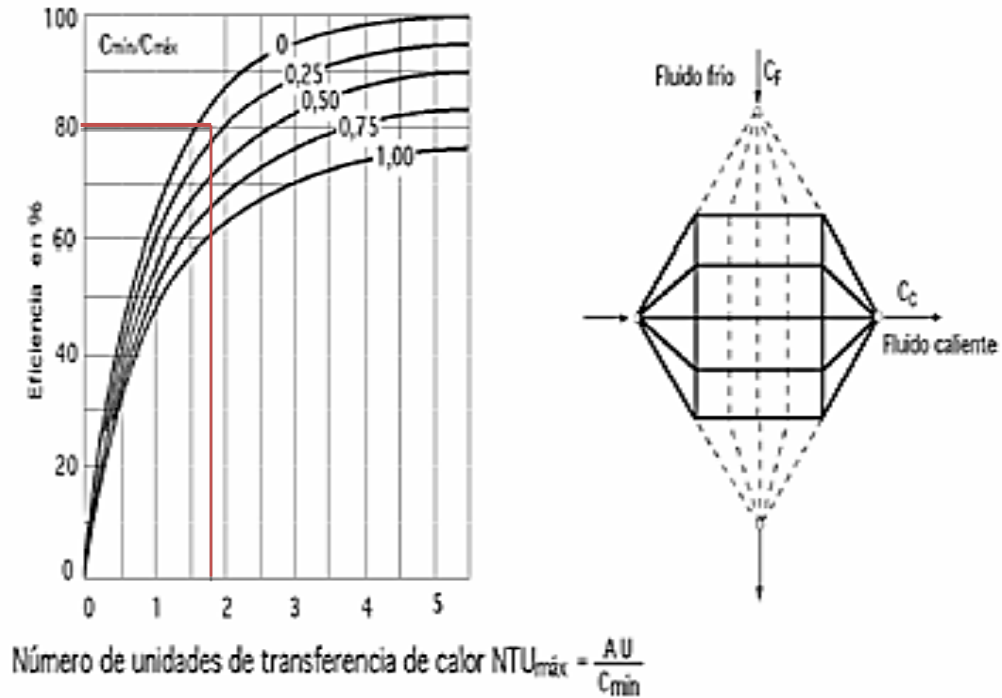


Fig XVIII.6.- Flujo cruzado con ambos fluidos sin mezcla

Se puede comprobar este valor de NUT de la siguiente ecuación:

$$NUT = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \times \ln(1 - \varepsilon) + 1]$$

$$NUT = -\left(\frac{1}{0.21}\right) \ln[0.21 \times \ln(1 - 0.8) + 1] = 1.96$$

Para determinar el área

$$NUT = \frac{U \times A}{C_{min}}$$

$$A = \frac{NUT \times C_{min}}{U}$$

$$A = \frac{1.96 \times 6907.17}{130} = 104 \text{ m}^2$$

Longitud de la tubería del intercambiador de calor

De los datos obtenidos anteriores se tiene:

$$L = \frac{A}{\pi * D} = \frac{104[m^2]}{\pi * 0.0254[m]} = 1329.8 \text{ m}$$

Sección de contacto del aire con cada tubo:

$$A_{c/t} = \pi * D * L = \pi * 0.0254 * 3 = 0.239 \text{ m}^2$$

ST= separación transversal

$$\text{Numero total de tubos} = \frac{A_e}{A_{etubo}} = \frac{106}{0.239} = 443.5$$



$$N^{\circ} \text{ tubos por fila: } \frac{418}{11} = 38$$



$$\text{Numero de filas} = \frac{\text{ancho caja}}{ST} = \frac{1.009}{0.086} = 11.7 \approx 11$$

NOTA: debe ser entero el número de tubos y no decimales, por lo que se hace un ajuste. 

Longitud de cada tubo:

$$\text{long. c/tubo} = \frac{L_{total}}{N^{\circ} \text{ tubos}} = \frac{1330}{443.5} = 2.99 \text{ m} \rightarrow 3.00 \text{ m}$$

Transferencia de calor para el haz de tubos

$$q = N(h\pi de \Delta T_{ml}) = 418(133 * 3.1416 * 0.0254 * 183) = 811,827.2[W]$$

$$q = 418(133 * 3.1416 * 0.0254 * 183) = 811,827.2 [W]$$

$$q = 811,827.2[W]$$

Calor por tubo

**OTRO MÉTODO
DE CÁLCULO**

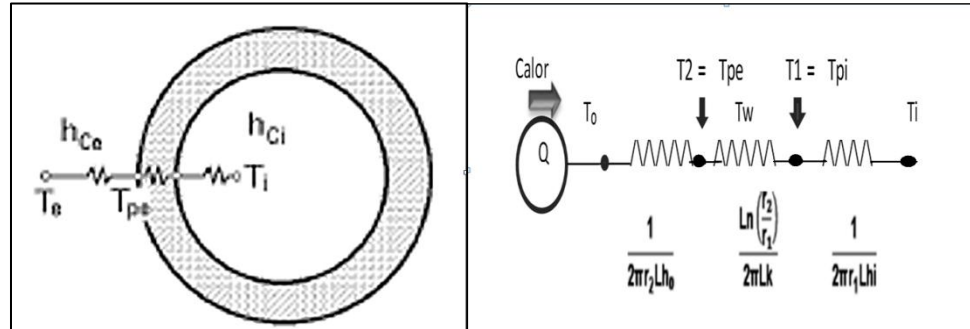
$$Q_{tubo} = \frac{Q_{agua}}{N^{\circ}tubos} = \frac{2348438.40}{418} = \mathbf{5618 [W]}$$

Longitud del intercambiador

$$L_{total} = \frac{Q_{agua}}{\pi * de * U \Delta T m l} = \frac{2348438.40}{3.1416 * 0.0254 * 130 * 183} = 1237 \text{ m}$$

$$L_{c/tubo} = \frac{L_{total}}{N^{\circ}tubos} = \frac{1237}{418} = 3.0 \text{ m}$$

Resistencia térmica



**OTRO MÉTODO
DE CÁLCULO**

Temperatura media de la superficie exterior de la pared de los tubos (gases)

$$Tme_{gases} = \frac{500 + 160}{2} = 330 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Calor por tubo

$$\text{Con: } A_e = \pi de L = 3.1416 * 0.0254 * 3 = 0.239$$

$$Q_{tubo} = hce A_e (T_e - T_{pe}) = 133 * 0.2393(330 - 154) = 5604$$

$$Q_{tubo} = 133 * 0.2393(330 - 154)$$

$$Q_{tubo} = 5604 \text{ (W)}$$

Temperatura media de la superficie exterior de la pared de los tubos

$$T_{pe} = T_e - \frac{q_{tubo}}{hce * A_e}$$

$$T_{pe} = \left\{ T_e = \frac{500+160}{2} = 330 \text{ } ^\circ C \right\} = 330 - \frac{5618}{133*0.239} = 154^\circ C$$

$$T_{pe} = 330 - \frac{5618}{133 * 0.239}$$

$$T_{pe} = 154^\circ C$$

$$Q_{tubo} = \frac{T_{pe} - T_{pi}}{\frac{\ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right)}{2\pi KL}} = \left(\frac{T_{pi} - T_i}{\left(\frac{1}{h_{ci} * A_i} \right)} \right) = \left(\frac{T_{pe} - T_{pi}}{\frac{\ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right)}{2\pi KL} + \left(\frac{1}{h_{ci} * A_i} \right)} \right) =$$

Escriba aquí la ecuación.

Áreas de sección exterior e interior

$$A_e = \pi d_e L = 3.1416 * 0.0254 * 3 = 0.239 \text{ m}^2$$

$$A_i = \pi d_i L = 3.1416 * 0.022098 * 3 = 0.208 \text{ m}^2$$

Temperatura interior tubos

$$Q = \left(T_{pe} = T_i + q_{tubo} \left\{ \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi KL} + \left(\frac{1}{h_{ci} * A_i} \right) \right\} \right)$$

$$T_i = T_{pe} - \left(5618 * \left\{ \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi KL} + \left(\frac{1}{h_{ci} * A_i} \right) \right\} \right)$$

$$T_i = 154 - \left(5618 * \left(\frac{\ln \frac{0.0127}{0.011049}}{2 * 3.1416 * 21.5 * 3} \right) \right) + \left(\frac{1}{13296.25 * 0.2082} \right)$$

$$T_i = 150 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura pared interior tubos

$$T_{pi} = T_i + \left(\frac{1}{h_{ci} * A_i} \right) * Q$$

$$T_{pi} = 150 + \left(\frac{1}{13296.25 * 0.2082} \right) * 5618$$

$$T_{pi} = 152 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura de pared Tw

$$T_w = \frac{t_a + h_0}{(h_{i0} + h_0) * (T_g - t_a)}$$

$$T_w = \frac{150 + 133}{(11,567.0 + 133) * (330 - 150)} = 152 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_w = 152 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Coeficiente de transferencia de calor

$$U = \frac{1}{\frac{1}{2 \pi r_1 h_i \text{agua}} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2 \pi L K} + \frac{1}{2 \pi r_2 h_e \text{aire}}}$$

interior (agua) → di = 0.022098 , hi = 13,296.25

exterior (gases) → de = 0.0254 , h₀ = 133

Coeficiente de película referido al diámetro exterior.

$$h_{io} = h_i * \left(\frac{d_i}{d_e} \right)$$

$$h_{io} = 13,296 * \left(\frac{0.022098}{0.0254} \right) = 11,567.74$$

$$h_{io} = 11,567.74$$

Coefficiente global de transferencia de un intercambiador

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{2\pi r_1 L h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_o} \right) A}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{2 * \pi * 0.011049 * 3 * 13,296.25} + \frac{\ln\left(\frac{0.0127}{0.011049}\right)}{2 * \pi * 3 * 21.5} + \frac{1}{2 * \pi * 0.0127 * 3 * 133} \right) 0.239}$$

$$U = 114 \text{ W/m}^2\text{K}$$

**OTRO MÉTODO
DE CÁLCULO**

Coefficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{2 \pi r_1 L h_{i\text{agua}}} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2 \pi L K} + \frac{1}{2 \pi r_2 h_{e\text{aire}}} \right) A_e}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{2 * \pi * 0.011049 * 3 * 106} + \frac{\ln \frac{0.0127}{0.011049}}{2 * \pi * 3 * 21.5} + \frac{1}{2 * \pi * 0.0127 * 133} \right) * 0.239}$$

$$U = 114 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{r_2}{r_1 * h_i} + \left(\left(\frac{r_2}{k}\right) * Ln \frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{h_o}\right)}$$

**OTRO MÉTODO
DE CÁLCULO**

$$U = \frac{1}{\left(\frac{0.0127}{0.011049 * 13,296.2} + \left(\left(\frac{0.0127}{21.5}\right) * Ln \frac{0.0127}{0.011049}\right) + \frac{1}{133}\right)}$$

$$U = 130 \text{ W/m}^2\text{K}$$

RESULTADOS

RECALCULAR PARA 418 TUBOS (LADO AGUA)

Del lado del agua Se recalcula con el número de tubos para determinar:

Conductividad térmica del acero (K) = 21.5

Para tubos:

Se recalcula Del lado del agua con el número de tubos Obtenidos para determinar La Temperatura Requerida

TABLA A.6 Propiedades del agua saturada

TABLA A.6 propiedades termofísicas de agua saturada							
Viscosidad cinemática (m²/s)	Viscosidad dinámica (N*s/m²)	Numero de Prandt	Conductividad térmica (W/m*K)	Volumen específico (m³/Kg)	Densidad (kg/m³)	Calor Especifico	Conductividad Térmica del metal
* 10 ⁻³	* 10 ⁻⁶		* 10 ⁻³	* 10 ⁻³			
ν_f	μ_f	Pr_f	K_f	ν_f	$\frac{1}{Vol. Especifico}$	J/kg ° K	
ν	μ	Pr	K	ν	ρ	Cp	K
0.0000026	0.000241	1.49	0.687	1.06	946.29	4236	21.5

- Si Re < 2300 el flujo es laminar
- Si 2300 < Re < 10000 el flujo es de transición.
- Si Re > 10000 el flujo es turbulento.

Velocidad del agua

$$A = (3.1416 * 0.022098^2) / 4 = 0.0003835 \text{ m}^2$$

$$U = \frac{G}{A * \rho} = \frac{7.92 \text{ (kg/s)}}{\frac{\pi * di^2(m^2)}{4} * 946.29 \text{ (kg/m}^3\text{)}} = 21.82 \frac{m}{s} \rightarrow \text{para un tubo}$$

$$V \text{ (c/tubo)} = \frac{U}{N^\circ \text{ tubos}} = \frac{21.82 \frac{m}{s}}{418} = 0.05 \frac{m}{s} \rightarrow \text{para 418 tubos}$$

Reynolds agua

$$R = \frac{U * Di}{\nu} = \frac{21.82 \left(\frac{m}{s}\right) * 0.022098 (m)}{0.000241 (m^2/s)} = 200,377.9 \rightarrow \text{Para un tubo}$$

$$R = \frac{V (c/tubo) * Di}{\nu} = \frac{0.05 \left(\frac{m}{s}\right) * 0.022098 (m)}{0.0000026 (m^2/s)} = 438 \rightarrow \text{Para 418 Tubos}$$

Numero de Nusselt

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

$$Nu = (0.023 * 186,983.08^{0.8} * 1.49^{0.3}) = 427.69 \rightarrow \text{Para un tubo}$$

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

$$= (0.023 * 438^{0.8} * 1.49^{0.3}) = 3.37 \rightarrow \text{Para 418 tubos}$$

Coeficiente de película

$$h = \frac{Nu * K}{Di} = \frac{2665.45 * 0.687}{0.022098} = 13,296.25 \left(\frac{W}{m^2} ^\circ K\right) \text{Para un tubo}$$

$$h = \frac{Nu * K}{Di} = \frac{3.37 * 0.687}{0.022098} = 104 \left(\frac{W}{m^2} ^\circ K\right) \rightarrow \text{Para 418 tubos}$$

Coeficiente de transferencia de calor referido a la sección interior del tubo

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{133} + \frac{Ae * eW}{K_w * Aml} + \frac{Ae}{A * hc}}$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{133} + \frac{0.239 * 0.0016}{21.5 * 0.22} + \frac{0.239}{0.208 * 13,296.2}} = 130 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \text{ Para un tubo}$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{133} + \frac{0.239 * 0.0016}{21.5 * 0.22} + \frac{0.239}{0.208 * 104}} = 54 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ C \rightarrow \text{Para 418 tubos}$$

OTRO MÉTODO DE CÁLCULO

$$U_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + \frac{r_1 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k} + \frac{1}{r_2 h_0} \right)}$$

$$A_i = \pi * d_i * L_{tubo} = 0.2082$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{r_2}{r_1 * h_i} + \left(\left(\frac{r_2}{k} \right) * \ln \frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_0} \right)}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{0.0127}{0.011049 * 104} + \left(\left(\frac{0.0127}{21.5} \right) * \ln \frac{0.0127}{0.011049} \right) + \frac{1}{133} \right)} = 130 \text{ W/m}^2 K$$

$$A_e = \pi * d_e * L_{tubo} = 0.2393$$

$$\text{espesor de pared} \rightarrow ew = 0.00165$$

$$\text{conductividad termica acero} \rightarrow Kw = 21.5$$

$$\text{Área media aritmética} \rightarrow A_{ml} = \frac{A_e - A_i}{\ln} = 0.2234$$

$$\ln = \frac{A_e}{A_i} = 0.139$$

$$\text{coeficiente de convección agua} \quad hc = 104$$

$$\text{coeficiente de convección gases} \quad hh = 133$$

$$\frac{1}{hh} = 0.007536$$

$$Ae * ew = 0.0003952$$

$$kw * Aml = 4.804$$

$$Ai * hc = 21.66$$

$$\frac{Ae}{Ai} * hc = 0.01105$$

CAPITULO 4

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Beneficio Económico

Ahorro de Energía

Rentabilidad

Sistema propuesto (tubos en vertical)

BENEFICIO ECONÓMICO

Se tiene que se utilizan agua para el cocimiento del grano maíz con 4 toneladas de agua

4 Toneladas agua $\rightarrow$ 4000 Kg agua

Calor de cocimiento

$$Q_{\text{cocimiento}} = m_{\text{agua}} C_{p_{\text{agua}}} \Delta T_{\text{agua}}$$

$$Q_{\text{cocimiento}} = 4000 \text{ Kg} (4.186) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}} (92 - 20)^\circ\text{C} = 1205 \text{ KJ} = 1,205.568 \text{ J}$$

Calor de gases que se necesitan para las 4 toneladas

$$Q_{\text{gases}} = m_{\text{aire}} C_{p_{\text{aire}}} \Delta T_{\text{aire}}$$

$$Q_{\text{gases}} = 16 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (1.002) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}} (500 - 160)^\circ\text{C} = 5450 (\text{W})$$

$$Q_{\text{gases}} = 5450 (\text{W})$$

Se tiene que el calor de los gases es 5450 (W) para las 4 Ton. y en una hora tenemos que:

$$1\text{h} = 60\text{min} = 3600 \text{ seg}$$

$$Q_{\text{gases}} = 5.450 \frac{\text{KJ}}{\text{S}} \left(\frac{3600 \text{ S}}{1\text{hr}} \right) = 19623.000 \frac{\text{KJ}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{gases}} = 19623.000 \frac{\text{KJ}}{\text{hr}}$$

El calor de gas comercial se relaciona con el gasto de gases y el CP de los gases
Se tiene que:

$$PC_{\text{gases}} = 39000 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$Q_{\text{gascomercial}} = m_g PC_{\text{gases}}$$

$$Q_{\text{gascomercial}} = m_{\text{gases}} \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * (39000) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Despejando la masa de gases obtenemos:

$$m_g = \frac{Q_c}{c_{pgases}} = \frac{1,205,568 \text{ KJ}}{3900 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 309,12 \text{ Kg}$$

Obteniendo el flujo másico de gases relacionado al calor de gas comercial

$$m_g = 309,12 \text{ Kg}$$

Esta masa de gases la podemos relacionar con el costo del gas si se tiene que 1 Kg de Gas = 10 pesos en función del tiempo.

RENTABILIDAD

Costo de gas para 4 Toneladas de agua si 1 Kg de gas =\$10.00

De una masa de gases de 309.12 kg

$$1 \text{ Kg}_{gas} = \$10$$

$$309.12 \text{ Kg} = \chi$$

Se tienen
 $\chi \$ = 3,091.2$ Para 4 Ton. De agua

Costo del gas 3,091.2 \$ / 4 Ton. De agua
--

Haciendo un analisis para un año se tiene:

Si la planta trabaja 16 horas al día
 $3,091.2 \$ * 16hrs = 49,459.2 \approx \$ 50,000$

$$1hr = 3,091.2 \$$$

$$16hr \text{ día} = \chi$$

$$\chi \$ = 49,459.2 \text{ Al día} \longrightarrow$$

Costo del gas 49,459.2 \$ / día

$$1dia = \$49,459.2$$

$$365 \text{ días anuales} = \chi \$$$

$$\chi \$ = 18,052,608. \text{ Millones anuales}$$

Costo del gas 18, 052,608. \$ / año
--

En total con el calculo tenemos que se va a consumir 18, 052,608. Pesos al año de combustible (gas comercial).

AHORRO DE ENERGÍA

Gases quemados

$$W_{Turbina} = 12MW$$

$$\eta = 20\%$$

$$Q_S = \frac{W_{Turbina}}{\eta}$$

$$Q_S = \frac{12}{0.2} = 60 \text{ MW}$$

$$Q_R = Q_S - W_{Turbina}$$

$$Q_R = 60 - 12 = 48 \text{ MW}$$

Ya que el calor retirado se relaciona con PC , el flujo másico y el incremento de temperaturas se tiene que:

$$Q_R = m_{aire} C_{P_{aire}} \Delta T_{aire}$$

Despejamos la masa de gases quemados obtenemos:

$$m_{gases quemados} = \frac{Q_R}{C_{P_{aire}}(\Delta T_{aire})}$$

$$m_{gases quemados} = \frac{48,000,000. \frac{KJ}{S}}{1.002 \frac{KJ}{Kg^{\circ}K} (500 - 160)^{\circ}C} = 140,894.$$

La masa requerida de gases quemados

$$m_{gases quemados} = 140,894. \frac{Kg}{S}$$

Para este segundo análisis económico se usara el valor presente teniendo en cuenta la tasa de interés del banco agregando el costo del gas comercial que se obtuvo en el análisis anterior para saber en cuanto tiempo se recuperara la inversión teniendo en cuenta que se comprara tubos para el intercambiador de calor, la instrumentación y la instalación.

Este análisis se realizara tomando en cuenta que se recuperara la inversión en 1 año.

Intereses del banco $i = 3.5\% = 0.035$

Precio de tubos para el intercambiador de calor, instrumentación e instalación.

Tubo acero bajo carbono SAE CWG 16 ,1"Ø exterior,		
418 Tubos de 1" = c/u \$ 0000	500.	pesos
Instrumentación =	100, 000.	pesos
Total =	pesos	

Costo del gas comercial = 18, 052,608. Pesos / año

F= Valor presente neto

P= Inversión inicial en el año cero

i = Taza de referencia

P = 18, 052,608. Pesos

i = 0.035

n = 1.....7 años

$F = P(1 + i)^n$

$$F = 18,052,608. (1 + 0.035)^1$$

$$\underline{F = 18,052,608.} \text{ \$}$$

$$F = 18,052,608. (1 + 0.035)^2$$

$$\underline{F = 36,105,216.} \text{ \$}$$

$$F = 18,052,608. (1 + 0.035)^3$$

$$\underline{F = 54,157,824.} \text{ \$}$$

$$F = 18,052,608. (1 + 0.035)^4$$

$$\underline{F = 72,210,432.} \text{ \$}$$

$$F = 18,052,608. (1 + 0.035)^5$$

$$\underline{F = 80,948,497.} \text{ \$}$$

$$F = 18,052,608. (1 + 0.035)^6$$

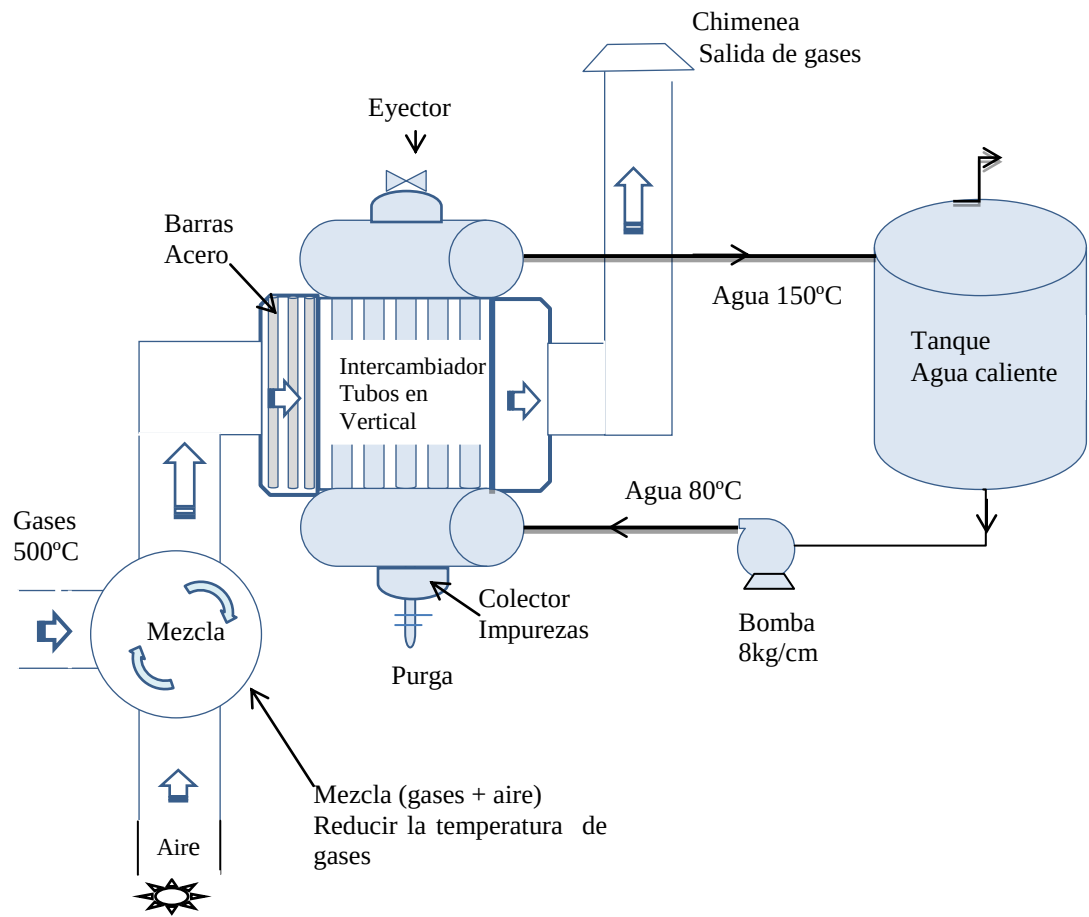
$$\underline{F = 109,280,472.} \text{ \$}$$

Podemos decir que en meses se recuperan .

SISTEMA PROPUESTO

Tubos En Vertical

(Intercambiador de calor Flujo cruzado)



CAPITULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El intercambiador de calor se tuvo que diseñar en su analisis porque faltaban datos del equipo los cuales se desconocían y no se contaban con ellos. Si los datos proporcionados fueran completos, su analisis seria más aproximado.

Los tubos en el intercambiador original están en posición horizontal, y deberían estar en posición vertical. Para evitar bolsas de vapor y que el flujo de agua se transporte sin ninguna dificultad en el interior de los tubos desde la entrada asta su salida del mismo.

Otro punto importante es aumentar el número de tubos a 418 tubos en total, ya que este era de 160 tubos. Tener el ajuste necesario de la compuerta de gases y proporcionar la cantidad correcta de masa de gases al intercambiador.

Quitar las aletas a la tubería ya que estas aprovechan más la transferencia de calor hacia el tubo ocasionando que el fluido hirviera y se formara bolsas de vapor.

Que si fuera el caso podría necesitar una trampa de vapor, La presión necesaria para bombear el agua al intercambiador, y el tiempo que transcurre el agua en el interior del intercambiador desde que esta entra hasta que esta tarda en salir del mismo.

Para evitarse contratiempo y paros prolongados del equipo lo más apropiado seria haber instalado una caldereta (caldera) en lugar del intercambiador y los gases de la turbina los aprovecharían para darle un calentón al agua que entra a la caldera. Para mejorar un poco la eficiencia de la caldera, Al igual que la generacion de energía eléctrica en beneficio de la empresa.

De la caldera se aprovecharía el vapor para calentar agua que pasaría por una resistencia aumentando su temperatura hacia un tanque de almacenamiento (tanque con serpentín).

Del tanque se obtendría agua caliente a proceso, y del serpentín condensado hacia el tanque de agua templada.

De la turbina los gases se aprovecharían y se obtendría mediante un generador electricidad para autoconsumo de la propia industria. Al final se tendría ahorro de combustibles (gas, diésel, etc.) se estaría cogenerando.

La cantidad de agua (condensado y vapor) a temperatura de 92 a 100°C sin ningún problema y parte de los gases para el secado de la harina y los sobrantes lo aprovecharían para mover otro equipo u otra aplicación que se le podría dar, para el beneficio de la empresa.

Los intercambiadores son muy útiles y variados, tener cuidado que tipo de intercambiador se elige. Que cumpla con las características y especificaciones para su uso o aplicación.

Verificar que tipo de intercambiador sea el adecuado de acuerdo a su posición de instalación, así como también la dirección, sentido de los flujos de agua y gases.

Otro punto importante tener la posición correcta de apertura de la compuerta de los gases de escape hacia el intercambiador, para la cantidad de gases a la entrada al intercambiador.

El diseño real de un intercambiador de calor es un problema mucho más complicado que el análisis de la transferencia de calor porque en la selección del diseño final juegan un papel muy importante los costos, el peso, el tamaño y las condiciones económicas.

Aunque las consideraciones de costos son muy importantes en instalaciones grandes, tales como plantas de fuerza y plantas de proceso químico las consideraciones de peso y de tamaño constituyen el factor predominante en la selección del diseño en el caso de aplicaciones especiales y aeronáuticas.

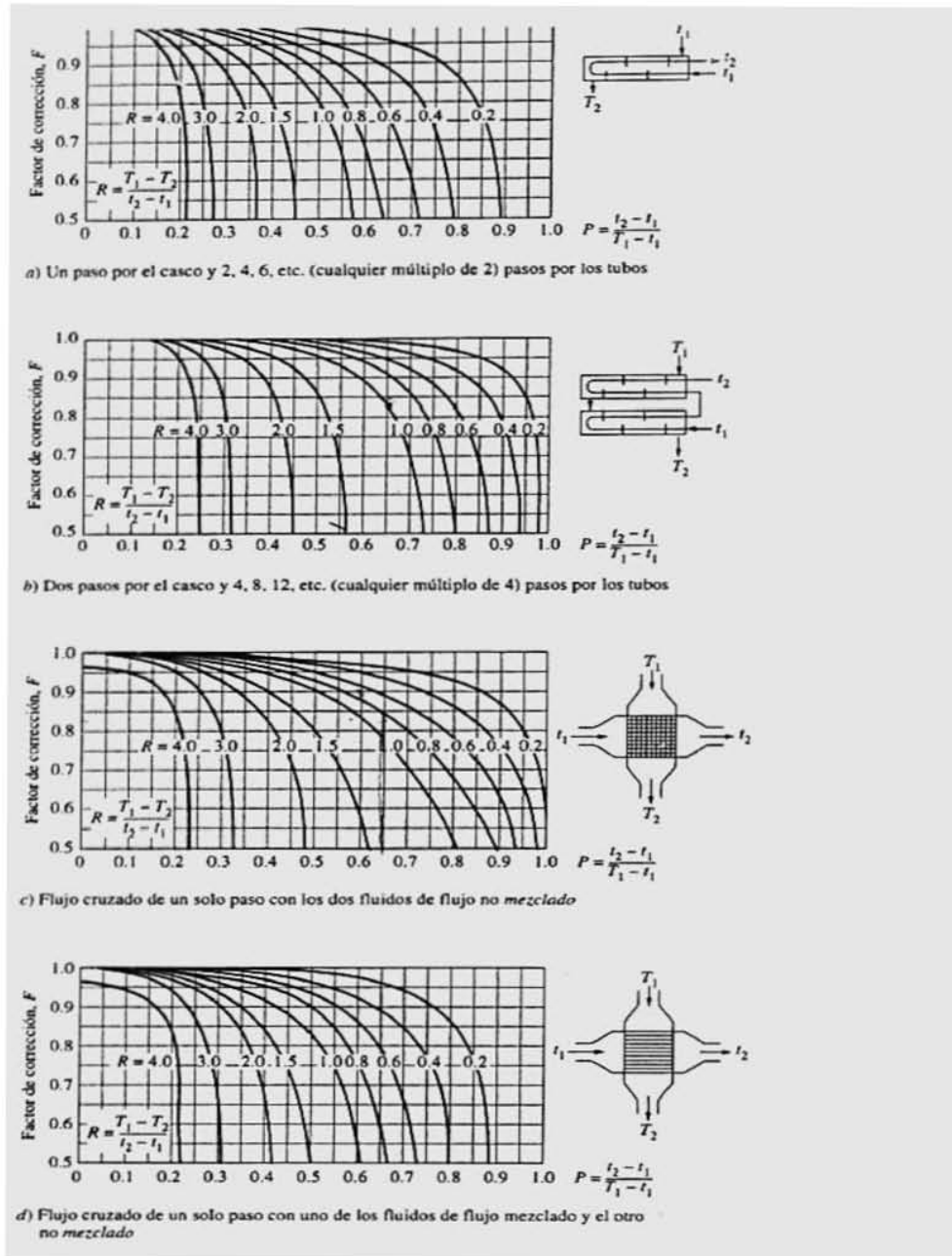
BIBLIOGRAFIA

- © Incropera transferencia de calor; Prentice Hall; México; 1999
- © D. Aquaro y M. Pieve, (2005) high temperature compact heat exchangers: performance of advanced metallic Recuperators for power plants, Proc. Of 5th International Conference on Enhanced, Compact and Ultra Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology, Hoboken, NJ, USA.
- © P. Baskakov (1982), "Termotecnica", Editorial Mir, Moscú.
- © Y. Cengel, Transferencia de calor. Mc. Graw Hill.
- © Chapman (1990), "Transmisión de calor", Editorial Bellisco, 3ª. Ed. Madrid.
- © F. Kreit y M. Bohn (2001), "Principios de Transferencia de calor, Editorial Thomson, 6ª. Ed. México.
- © R. K. Shah y D. P. Sekulic (2003) "Fundamentals of Heat Exchanger Design", Ed. Wiley, 1a. ed.
- © Varios (1992) "Steam, its generation and use", Babcock and Wilcox editors. 41a. ed. USA.

- © Kern Donald Q. "Procesos de Transferencia de Calor", Compañía Editorial Continental, S. A. México, 1974.
- © Kreih Frank. "Principles of Heat Transfer" Intex Educational Publishers, New York, 1973.
- © Perry, R. & Don Green. "Perry's Chemical Engineers Handbook", 6th. Ed. McGraw-Hill Book, Co. Inc. New York, 1984.
- © Mc. Cabe, W. L. y Smith, J. "Unit Operatios of Chemical Engineering", 2nd. Ed. McGraw-Hill Book Co. Inc. New York, 1967.

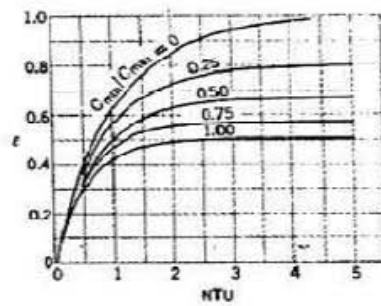
APENDICE

FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA DTML

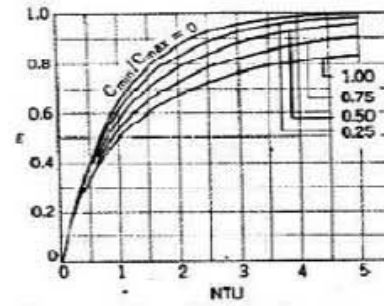


Graficas de la efectividad para diferentes tipos de intercambiadores

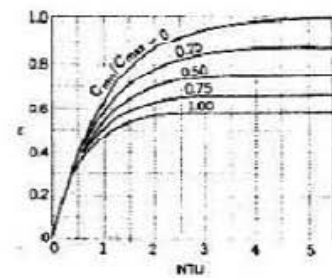
Graficas de la efectividad para diferentes tipos de intercambiadores.



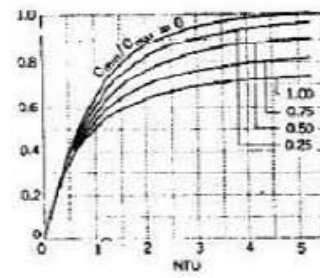
a) Efectividad para un intercambiador de flujo en paralelo.



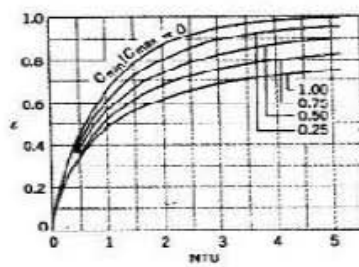
b) Efectividad para un intercambiador de flujo en contracorriente.



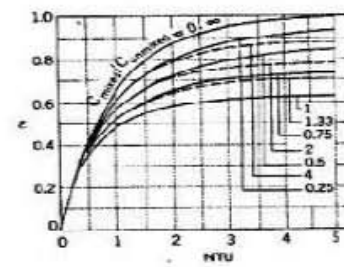
d) Efectividad de un intercambiador de carcasa y tubo con un paso por carcasa y múltiplo de 2 pasos por los tubos



e) Efectividad de un intercambiador de carcasa y tubo, con dos pasos por carcasa y múltiplo de 4 pasos por los tubos



f) Efectividad de un intercambiador de flujo cruzado, con ambos fluidos sin mezclar



f) Efectividad de un intercambiador de flujo cruzado con un fluido mezclado y otro sin mezclar

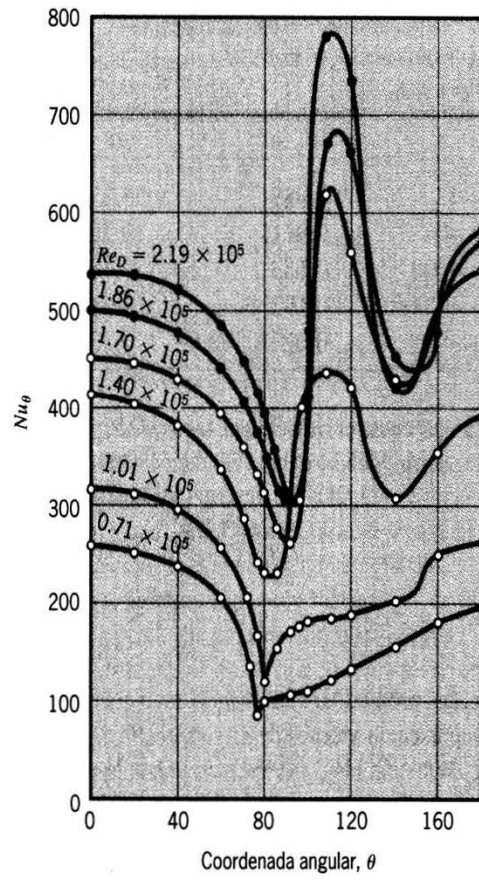
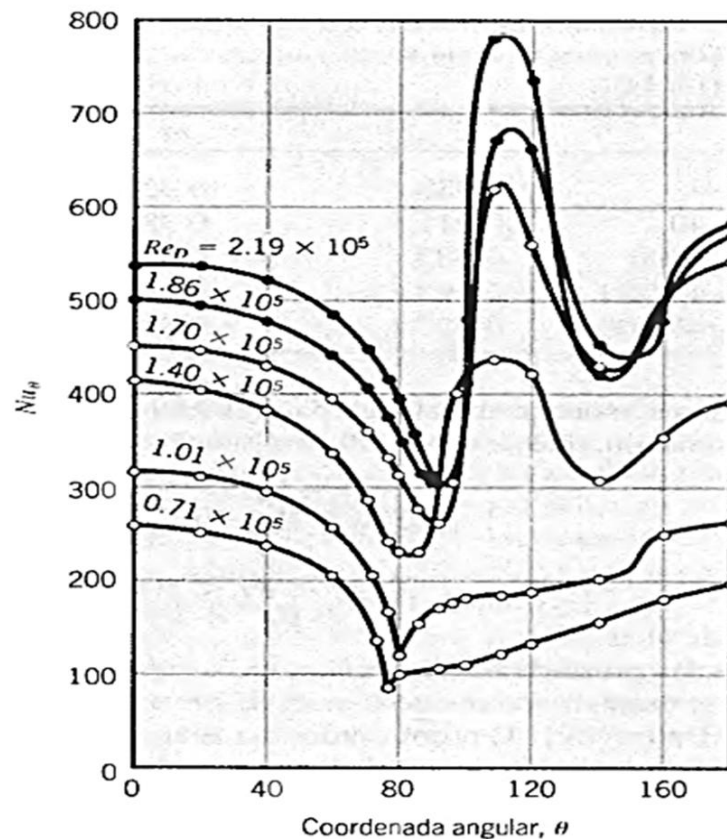


FIGURA 7.9

Número de Nusselt local para flujo de aire normal a un cilindro circular. Adaptado con permiso de W. H. Giedt, *Trans. ASME*, **71**, 375, 1949.

En la figura 2.9, se observa resultados experimentales para la variación del número de Nusselt en función del ángulo. Para $Re < 105$ Nusselt disminuye a medida que el ángulo aumenta por el desarrollo de la capa límite. Alcanza un mínimo a los 80° , para luego cambiar su tendencia, y aumentar debido a la formación de los vórtices. Por otro lado, para $Re > 105$, se alcanzan dos mínimos, el primero debido a la formación de la capa límite y el segundo debido al desarrollo de la capa límite turbulenta. El aumento entre ambos mínimos se debe a la transición de capa límite a turbulenta. Finalmente, lo importante es que partir de esta figura, se puede ver la tendencia del coeficiente convectivo en función de los ángulos.



Número de Nusselt en cilindro circular para flujo cruzado

TABLA B.2.
Dimensiones de tubos comerciales.

Tamaño nominal pul.	Diámetro ext.		Área de la superficie exterior por longitud		Calibre	Diámetro interior		Área de la sección transversal interior	
	pul.	cm	pies ² /pie	m ² /m		pul.	cm	pies ²	m ²
$\frac{1}{2}$	0.500	1.270	0.1309	0.03990	18	0.402	1.021	0.0008814	0.0008187
					16	0.370	0.940	0.0007467	0.0006940
					14	0.334	0.848	0.0006084	0.0005648
$\frac{5}{8}$	0.625	1.588	0.1636	0.04989	18	0.527	1.339	0.001515	0.001408
					16	0.495	1.257	0.001336	0.001241
					14	0.459	1.166	0.001149	0.001068
$\frac{3}{4}$	0.750	1.905	0.1963	0.05985	18	0.652	1.656	0.002319	0.002154
					16	0.620	1.575	0.002097	0.001948
					14	0.584	1.483	0.001860	0.001727
1	1.000	2.540	0.2618	0.07980	18	0.902	2.291	0.004438	0.004122
					16	0.870	2.210	0.004128	0.003836
					14	0.834	2.118	0.003794	0.003523
					12	0.782	1.986	0.003335	0.003098
					10	0.732	1.869	0.002922	0.002714
1 $\frac{1}{4}$	1.250	3.175	0.3272	0.09975	18	1.152	2.926	0.007238	0.006724
					16	1.120	2.845	0.006842	0.006357
					14	1.084	2.753	0.006409	0.005953
					12	1.032	2.621	0.005809	0.005395
					10	0.982	2.494	0.005260	0.004885
1 $\frac{1}{2}$	1.500	3.810	0.3927	0.1197	13	1.310	3.327	0.009360	0.008694
					12	1.282	3.256	0.008964	0.008326
					11	1.260	3.200	0.008659	0.008042
					10	1.232	3.129	0.008278	0.007690
					8	1.170	2.972	0.007460	0.006937
2	2.000	5.080	0.5236	0.1596	13	1.810	4.597	0.01787	0.01660
					12	1.782	4.526	0.01732	0.01609
					11	1.760	4.470	0.01690	0.01569
					10	1.732	4.399	0.01632	0.01520
					8	1.670	4.242	0.01521	0.01413

CARACTERÍSTICAS DE LOS TUBOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

CHARACTERISTICS OF TUBING

Tubo O.D. Inches	B.W.G. Gage	Thickness Inches	Internal Area Sq. In.	Id. To Internal Surface Per Foot Length	Id. To Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Foot Length Lbs.	Tube I.D. Inches	Weight of metal Inches	Section Modulus Inches	Radius of Gyration Inches	Constant C**	O.D. Inches	Transverse Area Sq. In.
1/2	22	.028	.479	.655	.538	.65	.54	.002	.0008	.071	45	1.128	.191
1/2	24	.022	.473	.655	.538	.54	.50	.001	.0003	.071	35	1.128	.155
1/2	26	.018	.468	.655	.538	.54	.47	.000	.0000	.071	25	1.128	.121
1/2	28	.014	.463	.655	.538	.54	.43	.000	.0000	.071	15	1.128	.087
3/4	18	.040	.603	.812	.675	.71	.57	.008	.0036	.104	94	1.594	.360
3/4	20	.032	.611	.812	.675	.67	.57	.006	.0025	.104	74	1.594	.274
3/4	22	.026	.619	.812	.675	.64	.57	.005	.0021	.104	64	1.594	.240
3/4	24	.022	.626	.812	.675	.61	.57	.004	.0018	.104	54	1.594	.206
1	16	.050	.815	.958	.812	.85	.71	.012	.0084	.131	141	2.191	.504
1	18	.040	.825	.958	.812	.75	.67	.008	.0054	.131	104	2.191	.360
1	20	.035	.835	.958	.812	.71	.64	.007	.0048	.131	94	2.191	.326
1	22	.030	.845	.958	.812	.67	.61	.006	.0042	.131	84	2.191	.292
1	24	.026	.855	.958	.812	.64	.57	.005	.0036	.131	74	2.191	.258
1 1/4	12	.060	1.201	1.311	1.141	1.17	.97	.016	.0144	.158	200	3.437	.844
1 1/4	14	.048	1.211	1.311	1.141	1.07	.87	.012	.0108	.158	164	3.437	.640
1 1/4	16	.040	1.221	1.311	1.141	.97	.77	.008	.0072	.158	128	3.437	.436
1 1/4	18	.035	1.231	1.311	1.141	.92	.72	.007	.0066	.158	118	3.437	.402
1 1/4	20	.030	1.241	1.311	1.141	.87	.67	.006	.0060	.158	108	3.437	.368
1 1/4	22	.026	1.251	1.311	1.141	.82	.62	.005	.0054	.158	98	3.437	.334
1 1/4	24	.022	1.261	1.311	1.141	.77	.57	.004	.0048	.158	88	3.437	.300
1 1/2	10	.070	1.421	1.461	1.261	1.27	1.07	.018	.0180	.185	256	4.514	1.04
1 1/2	12	.058	1.431	1.461	1.261	1.17	.97	.014	.0144	.185	200	4.514	.76
1 1/2	14	.048	1.441	1.461	1.261	1.07	.87	.010	.0108	.185	164	4.514	.56
1 1/2	16	.040	1.451	1.461	1.261	.97	.77	.008	.0084	.185	144	4.514	.44
1 1/2	18	.035	1.461	1.461	1.261	.92	.72	.007	.0072	.185	134	4.514	.40
1 1/2	20	.030	1.471	1.461	1.261	.87	.67	.006	.0066	.185	124	4.514	.36
1 1/2	22	.026	1.481	1.461	1.261	.82	.62	.005	.0060	.185	114	4.514	.32
1 1/2	24	.022	1.491	1.461	1.261	.77	.57	.004	.0054	.185	104	4.514	.28
1 3/4	8	.080	1.651	1.691	1.421	1.47	1.27	.020	.0200	.212	320	6.191	1.36
1 3/4	10	.068	1.661	1.691	1.421	1.37	1.17	.016	.0164	.212	256	6.191	.96
1 3/4	12	.058	1.671	1.691	1.421	1.27	1.07	.012	.0128	.212	200	6.191	.68
1 3/4	14	.050	1.681	1.691	1.421	1.17	.97	.008	.0102	.212	164	6.191	.48
1 3/4	16	.045	1.691	1.691	1.421	1.07	.87	.007	.0096	.212	144	6.191	.36
1 3/4	18	.040	1.701	1.691	1.421	.97	.77	.006	.0090	.212	134	6.191	.32
1 3/4	20	.035	1.711	1.691	1.421	.92	.72	.005	.0084	.212	124	6.191	.28
1 3/4	22	.030	1.721	1.691	1.421	.87	.67	.004	.0078	.212	114	6.191	.24
1 3/4	24	.026	1.731	1.691	1.421	.82	.62	.003	.0072	.212	104	6.191	.20
2	10	.070	2.121	2.161	1.811	2.16	1.86	.020	.0200	.239	384	8.768	1.76
2	12	.058	2.131	2.161	1.811	2.06	1.76	.016	.0164	.239	304	8.768	1.28
2	14	.050	2.141	2.161	1.811	1.96	1.66	.012	.0128	.239	256	8.768	.96
2	16	.045	2.151	2.161	1.811	1.86	1.56	.010	.0122	.239	220	8.768	.76
2	18	.040	2.161	2.161	1.811	1.76	1.46	.008	.0116	.239	194	8.768	.60
2	20	.035	2.171	2.161	1.811	1.66	1.36	.007	.0110	.239	174	8.768	.48
2	22	.030	2.181	2.161	1.811	1.56	1.26	.006	.0104	.239	154	8.768	.36
2	24	.026	2.191	2.161	1.811	1.46	1.16	.005	.0098	.239	134	8.768	.28

* Weights are based on the carbon steel with a density of 0.283 lb./cu. in. For other weights multiply by the following factors:

Aluminum.....	0.55	Steel-Chrome Iron.....	1.07
Brass.....	0.88	Aluminum.....	0.55
A-131 430 Series Stainless Steel.....	0.89	Steel and Nickel-Copper.....	1.13
A-131 304 Series Stainless Steel.....	0.92	Copper and Copper-Nickel.....	1.14
Aluminum-Copper.....	1.06		
Aluminum-Silicon.....	1.36		

† Id. Per Tube Per Foot

** Constant Velocity = $\frac{100}{C \times \sqrt{S}}$ (ft. per sec.) (S = Sp. Gr. of fluid at 60° F. = 1.0)

C = Sp. Gr. of Liquid

DISEÑO DE EQUIPOS E INSTALACIONES

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

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

Tablas 4.4: Propiedades de gases a presión atmosférica

Tabla 4.4.1: Propiedades del aire seco a presión atmosférica

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
-150	2.867	0.9825	8.636	3.013	11.71	4.157	0.7246
-100	2.039	0.9656	11.9	5.835	15.82	8.034	0.7263
-90	1.927	0.9753	12.49	6.482	16.62	8.842	0.733
-80	1.828	0.9835	13.07	7.153	17.42	9.692	0.7381
-70	1.738	0.9901	13.64	7.85	18.22	10.59	0.7414
-60	1.656	0.9952	14.2	8.572	19.01	11.53	0.7433
-50	1.582	0.999	14.74	9.317	19.79	12.52	0.744
-40	1.514	1.002	15.27	10.08	20.57	13.56	0.7436
-30	1.452	1.004	15.79	10.88	21.34	14.65	0.7425
-20	1.394	1.005	16.3	11.69	22.11	15.78	0.7408
-10	1.341	1.006	16.8	12.52	22.88	16.96	0.7387
0	1.292	1.006	17.29	13.38	23.64	18.17	0.7362
5	1.269	1.006	17.54	13.82	24.01	18.8	0.735
10	1.247	1.006	17.78	14.26	24.39	19.44	0.7336
15	1.225	1.007	18.02	14.71	24.76	20.08	0.7323
20	1.204	1.007	18.25	15.16	25.14	20.74	0.7309
25	1.184	1.007	18.49	15.61	25.51	21.4	0.7296
30	1.164	1.007	18.72	16.08	25.88	22.08	0.7282
35	1.146	1.007	18.95	16.54	26.25	22.76	0.7268
40	1.117	1.007	19.18	17.02	26.62	23.45	0.7255
45	1.11	1.007	19.41	17.49	26.99	24.16	0.7241
50	1.092	1.007	19.63	17.97	27.35	24.87	0.7228
55	1.076	1.007	19.86	18.46	27.72	25.59	0.7215
60	1.06	1.007	20.08	18.95	28.08	26.31	0.7202
65	1.044	1.007	20.3	19.45	28.45	27.05	0.719
70	1.029	1.007	20.52	19.95	28.81	27.79	0.7177
75	1.014	1.008	20.74	20.45	29.17	28.55	0.7166
80	0.9996	1.008	20.96	20.97	29.53	29.31	0.7154
85	0.9857	1.008	21.17	21.48	29.88	30.07	0.7143
90	0.9721	1.008	21.39	22	30.24	30.85	0.7132
95	0.9589	1.009	21.6	22.52	30.6	31.63	0.7121
100	0.946	1.009	21.81	23.05	30.95	32.42	0.7111
110	0.9213	1.01	22.23	24.12	31.65	34.02	0.7092
120	0.8979	1.011	22.64	25.21	32.35	35.64	0.7073
130	0.8756	1.012	23.05	26.32	33.05	37.3	0.7057
140	0.8544	1.013	23.45	27.44	33.74	38.98	0.7041
150	0.8343	1.014	23.85	28.59	34.43	40.68	0.7027
160	0.815	1.016	24.24	29.74	35.11	42.4	0.7014
170	0.7966	1.017	24.63	30.92	35.79	44.15	0.7003
180	0.779	1.019	25.01	32.11	36.46	45.92	0.6992
190	0.7622	1.021	25.39	33.32	37.13	47.71	0.6983
200	0.7461	1.023	25.77	34.54	37.79	49.53	0.6974
210	0.7306	1.025	26.14	35.78	38.45	51.36	0.6967
220	0.7158	1.027	26.51	37.04	39.1	53.21	0.696
230	0.7016	1.029	26.88	38.31	39.75	55.08	0.6955
240	0.6879	1.031	27.24	39.6	40.4	56.97	0.695
250	0.6748	1.033	27.6	40.9	41.04	58.88	0.6946
260	0.6621	1.035	27.95	42.22	41.67	60.81	0.6942
270	0.6499	1.037	28.3	43.55	42.31	62.75	0.694
280	0.6382	1.04	28.65	44.9	42.93	64.72	0.6938
290	0.6269	1.042	29	46.26	43.56	66.69	0.6936
300	0.6159	1.044	29.34	47.64	44.18	68.69	0.6935

Tabla 4.4.1: Propiedades del aire seco a presión atmosférica (cont.)

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
310	0.6054	1.047	29.68	49.03	44.79	70.7	0.6934
320	0.5951	1.049	30.01	50.43	45.4	72.73	0.6934
330	0.5853	1.051	30.35	51.85	46.01	74.77	0.6935
340	0.5757	1.054	30.68	53.29	46.61	76.83	0.6936
350	0.5665	1.056	31.01	54.73	47.21	78.9	0.6937
360	0.5576	1.059	31.33	56.19	47.81	80.99	0.6938
370	0.5489	1.061	31.65	57.67	48.4	83.09	0.694
380	0.5405	1.064	31.97	59.16	48.99	85.21	0.6943
390	0.5323	1.066	32.29	60.66	49.57	87.34	0.6945
400	0.5244	1.069	32.61	62.18	50.15	89.49	0.6948
410	0.5167	1.071	32.92	63.71	50.72	91.65	0.6951
420	0.5093	1.073	33.23	65.25	51.29	93.83	0.6954
430	0.502	1.076	33.54	66.8	51.86	96.02	0.6957
440	0.495	1.078	33.84	68.37	52.42	98.22	0.6961
450	0.4882	1.081	34.15	69.95	52.98	100.4	0.6965
460	0.4815	1.083	34.45	71.54	53.54	102.7	0.6969
470	0.475	1.085	34.75	73.15	54.09	104.9	0.6973
480	0.4687	1.088	35.04	74.77	54.64	107.2	0.6977
490	0.4626	1.09	35.34	76.4	55.18	109.4	0.6982
500	0.4566	1.093	35.63	78.04	55.72	111.7	0.6986
550	0.4289	1.104	37.07	86.44	58.37	123.3	0.7011
600	0.4043	1.115	38.46	95.12	60.93	135.2	0.7037
650	0.3824	1.125	39.81	104.1	63.41	147.4	0.7064
700	0.3628	1.135	41.11	113.3	65.81	159.8	0.7092
750	0.345	1.145	42.39	122.8	68.12	172.5	0.7121
800	0.329	1.153	43.62	132.6	70.37	185.5	0.7149
850	0.3143	1.162	44.83	142.6	72.54	198.7	0.7178
900	0.3009	1.169	46	152.9	74.65	212.2	0.7206
950	0.2886	1.177	47.15	163.4	76.7	225.8	0.7233
1000	0.2773	1.184	48.26	174.1	78.68	239.8	0.726
1100	0.2571	1.196	50.42	196.1	82.48	268.2	0.7312
1200	0.2396	1.207	52.48	219	86.09	297.6	0.736
1400	0.211	1.226	56.35	267.1	92.81	358.8	0.7444
1600	0.1885	1.241	59.92	317.9	99.08	423.6	0.7506
1800	0.1703	1.253	63.22	371.3	105.1	492.5	0.7539
2000	0.1553	1.264	66.3	426.9	111.1	566.2	0.7539

Fuente: Todas las propiedades de Keenan, Chao, Keyes, "Gas Tables", Wiley, 1985.

Excepto:

Conductividad de Y.S. Touloukian, P.E. Liley, S.C. Saxena "Thermophysical Properties of Matter - Vol 3", IFI/Plenum, NY, 1970

Viscosidad de Y.S. Touloukian, S.C. Saxena, and P. Hestermans "Thermophysical Properties of Matter - Vol 11", IFI/Plenum, NY, 1970

Tabla 4.6: Propiedades termofísicas del agua saturada

T (°C)	P _{sat} (kPa)	Δh _{l-g} (kJ/kg)	ρ _l (kg/m³)	V _g (m³/kg)	C _{p,l} (kJ/kg·K)	C _{p,g} (kJ/kg·K)	μ _l · 10 ⁶ (N·s/m²)	μ _g · 10 ⁶ (N·s/m²)	k _l · 10 ³ (W/m·K)	k _g · 10 ³ (W/m·K)	Pr _l	Pr _g	β _l · 10 ⁻³ (1/K)
0.001	0.6113	2501	1000	206.1	4.229	1.868	1793	9.216	561	17.07	13.52	1.008	-0.09063
5	0.8726	2489	1000	147	4.2	1.871	1519	9.336	570.5	17.34	11.18	1.007	0.01103
10	1.228	2477	999.7	106.3	4.188	1.874	1307	9.461	580	17.62	9.435	1.006	0.09719
15	1.706	2465	999.1	77.9	4.184	1.878	1138	9.592	589.3	17.92	8.081	1.005	0.1522
20	2.339	2453	998.2	57.78	4.183	1.882	1002	9.727	598.4	18.23	7.006	1.004	0.2089
25	3.169	2442	997	43.36	4.183	1.887	890.5	9.867	607.1	18.55	6.136	1.004	0.2593
30	4.246	2430	995.6	32.9	4.183	1.892	797.7	10.01	615.4	18.88	5.422	1.003	0.305
35	5.627	2418	994	25.22	4.183	1.898	719.6	10.16	623.3	19.23	4.83	1.002	0.3469
40	7.381	2406	992.2	19.53	4.182	1.904	653.3	10.31	630.6	19.6	4.333	1.002	0.3859
45	9.59	2394	990.2	15.26	4.182	1.912	596.3	10.46	637.3	19.97	3.913	1.001	0.4225
50	12.34	2382	988	12.04	4.182	1.919	547.1	10.62	643.5	20.36	3.555	1.001	0.4572
55	15.75	2370	985.7	9.573	4.182	1.928	504.2	10.77	649.2	20.77	3.248	1	0.4903
60	19.93	2358	983.2	7.674	4.183	1.937	466.6	10.93	654.3	21.18	2.983	0.9998	0.5222
65	25.02	2345	980.5	6.2	4.184	1.947	433.4	11.1	659	21.62	2.752	0.9995	0.5529
70	31.18	2333	977.7	5.045	4.187	1.958	404	11.26	663.1	22.07	2.551	0.9992	0.5827
75	38.56	2321	974.8	4.133	4.19	1.97	377.9	11.43	666.8	22.53	2.375	0.999	0.6118
80	47.37	2308	971.8	3.409	4.194	1.983	354.5	11.59	670	23.01	2.219	0.9989	0.6403
85	57.81	2295	968.6	2.829	4.199	1.996	333.5	11.76	672.8	23.5	2.081	0.9988	0.6682
90	70.12	2283	965.3	2.362	4.204	2.011	314.5	11.93	675.3	24.02	1.958	0.9989	0.6958
95	84.53	2270	961.9	1.983	4.21	2.027	297.4	12.1	677.4	24.55	1.849	0.999	0.723
100	101.3	2257	958.4	1.674	4.217	2.044	281.9	12.27	679.1	25.09	1.75	0.9993	0.7501
110	143.2	2230	951	1.211	4.232	2.082	254.8	12.61	681.7	26.24	1.582	1.001	0.8038
120	198.5	2202	943.2	0.8922	4.249	2.125	232.1	12.96	683.2	27.46	1.444	1.003	0.8576
130	270	2174	934.9	0.6687	4.267	2.175	213	13.3	683.7	28.76	1.329	1.006	0.9122
140	361.2	2145	926.2	0.509	4.288	2.233	196.6	13.65	683.3	30.13	1.234	1.011	0.9683
150	475.7	2114	917.1	0.3929	4.312	2.298	182.5	13.99	682.1	31.58	1.154	1.018	1.026
160	617.7	2082	907.5	0.3071	4.338	2.373	170.3	14.34	680	33.11	1.086	1.028	1.087
170	791.5	2049	897.5	0.2428	4.368	2.459	159.6	14.68	677.1	34.72	1.03	1.04	1.152
180	1002	2015	887.1	0.194	4.403	2.557	150.2	15.03	673.4	36.41	0.982	1.055	1.221
190	1254	1978	876.1	0.1565	4.443	2.669	141.8	15.37	668.8	38.18	0.9421	1.074	1.296
200	1554	1940	864.7	0.1273	4.489	2.796	134.4	15.71	663.4	40.03	0.9092	1.097	1.377
220	2318	1858	840.3	0.08616	4.604	3.107	121.6	16.41	649.8	43.99	0.8613	1.159	1.567
240	3345	1766	813.5	0.05974	4.759	3.516	110.9	17.12	632	48.31	0.8351	1.246	1.807
260	4689	1662	783.8	0.04219	4.973	4.064	101.7	17.88	609.2	53.1	0.8304	1.368	2.126
280	6413	1543	750.5	0.03016	5.278	4.828	93.56	18.7	580.3	58.53	0.8511	1.542	2.576
300	8584	1405	712.4	0.02167	5.744	5.967	85.95	19.65	543.6	64.98	0.9083	1.804	3.266
320	11279	1238	667.4	0.01548	6.542	7.87	78.46	20.84	496.7	73.25	1.033	2.24	4.47
340	14594	1028	610.8	0.01079	8.237	11.79	70.45	22.55	435.6	85.24	1.332	3.118	7.116
360	18655	721.1	528.1	0.006962	14.68	25.28	60.39	25.71	351	107.5	2.525	6.046	17.11

Fuente: S.A. Klein y F.L. Alvarado, "Engineering Equation Solver Software (EES)", Academia Versión 6.271 (20-07-2001).

6. Transmisión de calor por convección

Tabla 6.1: Correlaciones conv. forzada, flujo externo, placa plana, flujo paralelo

Placa plana, flujo paralelo				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
1	$Nu_x = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$	Laminar, local, T_s cte, $0.6 \leq Pr < 50$	Tª de película	Polhausen
2	$Nu_x = 0.453 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$	Laminar, local, q_s cte	Tª de película	q cte
3	$Nu_x = \frac{0.3387 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}}$	Laminar, local, T_s cte, $Pe_x = Re_x Pr \geq 100$	Tª de película	Churchill y Ozoe
4	$Nu_x = \frac{0.4637 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.0207}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}}$	Laminar, local, q_s cte, $Pe_x = Re_x Pr \geq 100$	Tª de película	Churchill y Ozoe
5	$\overline{Nu}_L = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$	Laminar, medio, T_s cte, $0.6 \leq Pr < 50$	Tª media película	Polhausen
6	$\overline{Nu}_L = 0.6795 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$	Laminar, medio, q_s cte	Tª media película	q cte
7	$Nu_x = 0.0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3}$	Turbulento, local, T_s cte, $0.6 \leq Pr < 60$, $Re_x \leq 10^8$	Tª de película	Analogía de Chilton-Colburn
8	$Nu_x = 0.029 Re_x^{4/5} Pr^{0.43}$	Turbulento, local, $0.7 \leq Pr < 380$, $10^5 < Re_x \leq 5.5 \cdot 10^6$	T_s	Whitaker
9	$\overline{Nu}_L = (0.037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3}$	Turbulento, medio, T_s cte, $0.6 \leq Pr < 60$, $5 \cdot 10^5 < Re_x \leq 10^8$, $Re_c = 5 \cdot 10^5$	Tª media película	Analogía de Chilton-Colburn
10	$\overline{Nu}_L = (0.036 Re_L^{4/5} - 331) Pr^{0.43} (\mu / \mu_s)^{1/4}$	Turbulento, medio, $0.7 \leq Pr < 380$, $10^5 < Re_L \leq 5.5 \cdot 10^6$, $0.26 < \mu / \mu_s < 3.5$, $Re_c = 5 \cdot 10^5$	T_s , menos μ_s a T_s	Whitaker

- La temperatura media de película es la media aritmética de las temperaturas de película.

- Para las correlaciones (8) y (10) las propiedades se evalúan a la temperatura exterior del fluido, salvo μ_s que se evalúa a la temperatura superficial

- Las correlaciones para transferencia de masa pueden obtenerse sustituyendo en las correlaciones anteriores Nu y Pr por Sh y Sc respectivamente.

Tabla 6.4: Correlaciones conv. forzada, flujo externo, conducto no circular, flujo perpendicular

Conducto no circular, flujo perpendicular				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
15	$\overline{Nu}_D = C Re_D^m Pr^{1/3}$ (Tabla 6.4.1)	Medio, $0.4 < Re_D < 4 \cdot 10^5$, $0.7 \leq Pr$, Solo gases	Tª media de película	Hilpert

- La temperatura media de película es la media aritmética de las temperaturas de película.

- Las correlaciones para transferencia de masa pueden obtenerse sustituyendo en las correlaciones anteriores Nu y Pr por Sh y Sc respectivamente.

Tabla 6.4.1: Coeficientes de la correlación de Hilpert para conductos no circulares (15)

Geometría	Re_D	C	m
Cuadrado			
$V \rightarrow \diamond \updownarrow D$	$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0.246	0.588
$V \rightarrow \square \updownarrow D$	$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0.102	0.675
Hexágono			
$V \rightarrow \hexagon \updownarrow D$	$5 \cdot 10^3 - 1.95 \cdot 10^4$	0.160	0.638
	$1.95 \cdot 10^4 - 10^5$	0.0385	0.782
$V \rightarrow \heptagon \updownarrow D$	$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0.153	0.638
Placa vertical			
$V \rightarrow \parallel \updownarrow D$	$4 \cdot 10^3 - 1.5 \cdot 10^4$	0.228	0.731

Tabla 6.5: Correlaciones conv. forzada, flujo externo, banco de tubos, flujo perpendicular

Banco de tubos, flujo perpendicular			Ta Propiedades		Nombre
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Ta media de película		Grimison
16	$\overline{Nu}_D = 1.13 C_1 C_2 Re_{D,max}^{0.75} Pr^{1/3}$ (Tabla 6.5.1 y 6.5.2)	Medio, $2 \cdot 10^3 < Re_{D,max} < 4 \cdot 10^4$, $0.7 \leq Pr$			
17	$\overline{Nu}_D = C_1 C_2 Re_{D,max}^{0.36} (Pr/Pr_s)^{1/4}$ (Tabla 6.5.3 y 6.5.4)	Medio, $10^3 < Re_{D,max} < 2 \cdot 10^6$, $0.7 < Pr \leq 500$	Ta media del fluido, menos Pr_s a T_s media		Zhukauskas

- La temperatura media de película es la media aritmética de las temperaturas de película.
 - Para la correlación (17) las propiedades se evalúan a la temperatura exterior del fluido, salvo Pr_s que se evalúa a la temperatura superficial
 - Las correlaciones para transferencia de masa pueden obtenerse sustituyendo en las correlaciones anteriores Nu y Pr por Sh y Sc respectivamente.

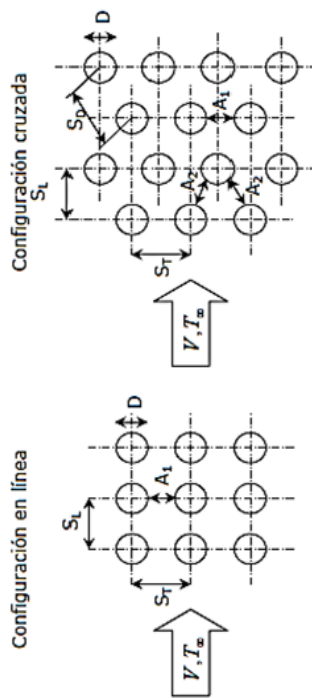


Tabla 6.5.2: Coeficiente C_2 de la correlación de Grimison (16)

N (nº filas)	1	2	3	4	5	6	7	8	9
En línea	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Cruzada	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Tabla 6.5.4: Coeficiente C_2 de la correlación de Zhukauskas (17)

N (nº filas)	1	2	3	4	5	7	10	13	16
En línea	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Cruzada	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Tabla 6.5. 1: Coeficiente C_1 y m de la correlación de Grimson (16)

Distribución	S_f/D	S_f/D					
		1.25		1.50		2.00	
		C_1	m	C_1	M	C_1	M
En línea	1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704
	1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702
	2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632
	3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581
Cruzada	0.600	-	-	-	-	-	-
	0.900	-	-	-	-	-	-
	1.000	-	-	0.479	0.558	-	-
	1.125	-	-	-	-	0.478	0.565
	1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556
	1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568
	2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556
	3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562

Tabla 6.5.3: Coeficiente C_1 y m de la correlación de Zhukauskas (17)

Configuración	$Re_{D,max}$	C_1	m
En línea	$10 \cdot 10^2$	0.8	0.4
Cruzada	$10 \cdot 10^2$	0.9	0.4
En línea / Cruzada	$10^2 \cdot 10^3$	Considerar como tubos aislados	
En línea ($S_f/S_L > 0.7$) ^(*)	$10^3 \cdot 2 \cdot 10^5$	0.27	0.63
Cruzada ($S_f/S_L < 2$)	$10^3 \cdot 2 \cdot 10^5$	$0.35(S_f/S_L)^{1/5}$	0.6
Cruzada ($S_f/S_L > 2$)	$10^3 \cdot 2 \cdot 10^5$	0.4	0.6
En línea	$2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^6$	0.021	0.84
Cruzada	$2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^6$	0.022	0.84

^(*) Para $S_f/S_L < 0.7$, la transferencia de calor es muy poco eficaz y no debe usarse un banco de tubos en línea

Tabla 6.6: Correlaciones conv. forzada, flujo interno, conducto circular

Conducto circular				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
18	$x_{ent,t} \approx 0.0575 D Re_D Pr$	Laminar, Región de entrada térmica		
19	$f = 64/Re_D$	Laminar, complet. desarrollado		
20	$f = 0.316 Re_D^{-1/4}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $Re_D \leq 2 \cdot 10^4$		
21	$f = 0.184 Re_D^{-1/5}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $Re_D > 2 \cdot 10^4$		
22	$f = (0.790 \ln(Re_D) - 1.64)^{-2}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $3000 \leq Re_D \leq 5 \cdot 10^6$		Petukhov
23	$Nu_D = 3.66$	Laminar, completamente desarrollado, T_s cte, $Pr \geq 0.6$	Tª media masa	
24	$Nu_D = 4.36$	Laminar, completamente desarrollado, q_s cte, $Pr \geq 0.6$	Tª media masa	
25	$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re_D Pr]^{1/3}}$	Laminar, entrada térmica con perfil de velocidad completamente desarrollado, T_s cte, $Pr \gg 1$ o zona inicial sin transferencia de calor	Tª media masa	Hausen
26	$\overline{Nu}_D = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Laminar, ent. térmica e hidrodinámica, T_s cte, $0.48 \leq Pr < 16700$, $[Re_D Pr/(L/D)]^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14} \geq 2$, $0.0044 < (\mu/\mu_s) < 9.75$	Tª media masa, menos μ_s a T_s	Sieder y Tate
27	$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	Turbulento, complet. desarrollado, $Re_D > 10000$, $0.6 \leq Pr < 160$, $(L/D) > 10$, $n = 0.4$ para $T_s > T_m$, $n = 0.3$ para $T_s < T_m$	Tª media masa	Dittus-Boelter
28	$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Turbulento, completamente desarrollado, $Re_D > 10000$, $0.7 \leq Pr < 16700$, $(L/D) > 10$	Tª media masa, menos μ_s a T_s	Sieder y Tate
29	$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	Turbulento, completamente desarrollado, $3000 < Re_D < 5 \cdot 10^6$, $0.5 \leq Pr < 2000$, $(L/D) > 10$, f : Corr. 19 a 22 ó Ábaco de Moody (Gráfica 6.11)	Tª media masa	Gnielinski
30	$Nu_D = 4.82 + 0.0185(Re_D Pr)^{0.827}$	Turbulento, metales líq., complet. desarrollado, q_s uniforme, $3600 < Re_D < 9.05 \cdot 10^5$, $10^2 < Pe_D < 10^4$	Tª media masa	Skupinski
31	$Nu_D = 5.0 + 0.025 Pe_D^{0.8}$	Turbulento, metales líq., complet. desarrollado, T_s uniforme, $Pe_D > 100$	Tª media masa	Seban y Shimazaki

- La temperatura media de masa es la media aritmética de las temperaturas de masa T_m .

- Para la correlaciones (26) y (28) las propiedades se evalúan a la temperatura media de masa, salvo μ_s que se evalúa a la temperatura superficial.

- Las correlaciones (27) a (31) pueden utilizarse para calcular Nu local y medio.

- Las correlaciones para transferencia de masa pueden obtenerse sustituyendo en las correlaciones anteriores Nu y Pr por Sh y Sc respectivamente.

Tabla 6.7: Correlaciones conv. forzada, flujo interno, conducto no circular

Conducto no circular				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
32	Nu_D (Tabla 6.7.1)	Laminar, completamente desarrollado	Tª media de masa	
33	Nu_D = ecuaciones (27) a (31) con $D = D_h = \frac{4A_c}{P}$	Turbulento, completamente desarrollado, A_c : Área de la sección transversal, P : Perímetro de la sección transversal	Tª media de masa	

- La temperatura media de masa es la media aritmética de las temperaturas de masa T_m .

- Las correlaciones para transferencia de masa pueden obtenerse sustituyendo en las correlaciones anteriores Nu y Pr por Sh y Sc respectivamente.

Tabla 6.7.1: Número de Nusselt y factores de fricción, flujo laminar complet. desarrollado, conductos diferente secciones (32)

Sección transversal	$\frac{b}{a}$	$Nu_D \equiv \frac{hD_h}{k}$		fRe_{D_h}
		q_s^* uniforme	T_s uniforme	
	-	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	-	3.11	2.47	53

Tabla 6.8: Correlaciones conv. libre, flujo externo, placa plana vertical, inclinada y horizontal

Placa plana vertical				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
34	$\overline{Nu}_L = C Ra_L^n$ (Tabla 6.8.1)	Medio, T _s cte	Tª media de película.	McAdams
35	$\overline{Nu}_L = \left(0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/4}}{1 + (0.492 / Pr)^{1/4}} \right)^2$	Medio, T _s cte, $10^{-1} < Ra_L \leq 10^{12}$	Tª media de película.	Churchill y Chu
36	$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{1 + (0.492 / Pr)^{1/4}}$	Laminar, medio, T _s cte, $10^{-1} < Ra_L \leq 10^9$	Tª media de película	Churchill y Chu

Tabla 6.8.1: Coeficiente C y n de la correlación (34)

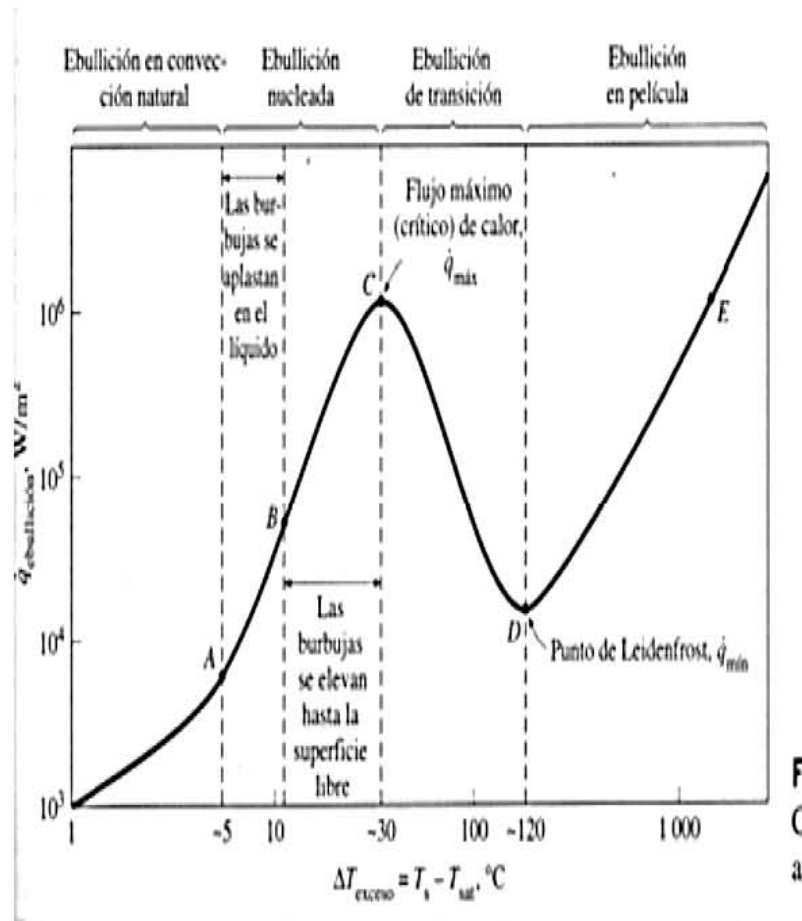
Tipo de flujo	Ra _L	C	n
Laminar	10 ⁴ -10 ⁹	0.59	1/4
Turbulento	10 ⁹ -10 ¹³	0.10	1/3

Placa plana inclinada (θ = ángulo de la placa con la vertical)				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
37	Correlaciones (34), (35) y (36) sustituyendo Ra _L por Ra _L cos θ	0° < θ < 60°, Superficie superior de placa fría o superficie inferior de placa caliente.	Tª media de película.	
Placa plana horizontal				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
38	$\overline{Nu}_L = C Ra_L^n$ (Tabla 6.8.2)	Medio, T _s cte, Superficie superior de placa caliente o superficie inferior de placa fría, Longitud característica: L = A _s / P	Tª media de película.	McAdams
39	$\overline{Nu}_L = 0.27 Ra_L^{1/4}$	Medio, T _s cte, Superficie superior de placa fría o superficie inferior de placa caliente, Longitud característica: L = A _s / P	Tª media de película	McAdams

Tabla 6.8.2: Coeficiente C y n de la correlación de McAdams (38)

Tipo de flujo	Ra _L	C	n
Laminar	10 ⁴ -10 ⁷	0.54	1/4
Turbulento	10 ⁷ -10 ¹¹	0.15	1/3

Curva de Ebullición



Estado estacionario en cada punto

Para agua pura a 1 atm

Dpto. Operaciones Unitarias
Ing. J. Martínez Garreiro, MSc

7

