



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE
NÁUTICA E MÁQUINAS

TRABALLO DE FIN DE GRAO

“TÍTULO: DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA UNA PLANTA DE RELICUEFACCIÓN DE GNL”

GRAO EN “TECNOLOXÍAS MARIÑAS”
ENERXÍA E PROPULSIÓN

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E
MÁQUINAS

FEBRERO – 2021

AUTOR: MATEO GARCÍA ALBA

DIRECTOR: ÁLVARO BAALIÑA INSUA



TRABALLO DE FIN DE GRAO

“TITULO: DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA UNA PLANTA DE RELICUEFACCIÓN DE GNL”

GRAO EN “TECNOLOXÍAS MARIÑAS”
ENERXÍA E PROPULSIÓN

**ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E
MÁQUINAS**

FEBRERO – 2021

AUTOR:

DIRECTOR

Fdo.: Mateo García Alba

Fdo.: Álvaro Baaliña Insua



Resumen

En este proyecto, tomaremos como referencia los datos de funcionamiento reales con los que trabaja una planta de relicuefacción instalada a bordo de un gasero para realizar el diseño de uno de los intercambiadores de calor que utiliza. Comenzaremos haciendo una introducción sobre la planta de relicuefacción y sus procesos para saber algo más sobre este tipo de dispositivo, y la maquinaria que la conforma. También explicaremos conceptos sobre transferencia de calor necesarios para poder comprender los cálculos que haremos, haciendo hincapié en la conducción y la convección, ya que son las principales formas de transferencia de calor en intercambiadores. Hablaremos sobre los tipos de intercambiadores de calor que nos podemos encontrar y los elementos que emplean y sus geometrías, así como un análisis general para el cálculo de estos. Por último, partiremos de datos relativos a caudales, temperaturas y presiones con el objetivo de hacer una selección adecuada de materiales y longitud de los tubos. Para hacer los cálculos de dimensionamiento, nos apoyaremos con el EES (Engineering Equation Solver) que contiene información sobre una gran cantidad de fluidos y extensas bibliotecas con información relativa a transferencia de calor e intercambiadores. Comenzaremos haciendo el diseño de un intercambiador de carcasa y tubos, ya que resulta más sencillo y maneja conceptos con los que estamos más acostumbrados a trabajar y a continuación, haremos el diseño de un intercambiador de calor compacto. Cuando tengamos los resultados, compararemos las dimensiones de ambos para ver cual se puede adaptar mejor a una planta de relicuefacción a bordo de un barco.

Summary

In this Project, we are going to take as reference the real working data that a reliquefaction plant installed on a gas tanker works with for the design of one of its heat exchangers. We will start doing an introduction about the reliquefaction plant and its processes for knowing a bit more about this device and its machinery. We will explain some heat transfer concepts that are necessary for understanding the calculations that we are going to do, talking specially about conduction and convection which are the main heat transfer mechanisms in heat exchangers. We will talk about the kinds of heat exchangers we can find and their elements and geometries and a review about their general calculation. For the last, we will begin



from data related to flows, temperatures, and pressures with the objective of doing a right selection of materials and tube length. For doing our dimensional calculations, we will support us with the EES (Engineering Equation Solver) which contains information about a lot of fluids and big libraries with data related to heat transfer and heat exchangers. We will begin designing a shell and tube heat exchanger because it is easier, and it uses concepts we are used to. We will also design a compact heat exchanger, and when we get the results, we will compare their dimensions to value which one adapts better to a reliquefaction plant onboard.

Resumo

Neste proxecto, tomaremos como referencia os datos de funcionamento reais cos que traballa unha planta de relicuefacción instalada abordo dun buque gaseiro para realizar o deseño dun dos intercambiadores que emprega. Comezaremos facendo unha introdución sobre a planta de relicuefacción e os seus proceso para coñecer algo máis sobre este dispositivo es a maquinaria que o forma. Tamén explicaremos conceptos de transferencia de calor necesarios para comprender os cálculos que faremos, poñendo especial interese na conducción e na convección, xa que son os principis xeitos de transferencia de calor nos intercambiadores. Falaremos sobre os tipos de intercambaidores que podemos atopar es os seus elementos e as súas xeometrías ademáis dun análise xeral para o seu cálculo. Por último, partiremos de datos relativos a caudais, temperaturas e presións co obxectivo de facer una selección adecuada de materiais e lonxitude dos tubos. Para facer os cálculos apoiarémonos no EES (Engineering Equation Solver) o cal conten información sobre moitos fluidos e bibliotecas moi extensas con información relativa a tranferencia de calor e intercambiadores. Comezaremos facendo o deseño dun intercambiador de carcasa e tubos xa que resulta máis doado e emprega conceptos cos que estamos máis afeitos a traballar, e a continuación, faremos o deseño dun intercambiador compacto. Cando teñamos os resultados, compararemos as dimensión obtidas en analizaremos cal de eles pode adaptarse mellor a una planta de relicuefacción abordo dun barco.



“TITULO: DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA UNA PLANTA DE RELICUEFACCIÓN DE GNL”

ÍNDICE GENERAL



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS

DATA: FEBRERO 2021

AUTOR: O alumno

Fdo.: Mateo García Alba



INDICE GENERAL

1. INTRODUCCIÓN.....	8
2. OBJETO	8
3. EL GNL.....	9
3.1. Características del GNL	9
3.2. Efectos sobre la salud humana y el medioambiente	10
3.3. Inflamabilidad del GNL	11
3.4. El transporte de GNL.....	12
4. LA PLANTA DE RELICUEFACCIÓN.....	14
4.1. Introducción al proceso de relicuefacción	14
4.2. Combinación con motores duales	14
4.3. Descripción de la planta	15
5. FUNDAMENTOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR.....	18
5.1. Introducción a la transferencia de calor.....	18
5.2. Transferencia de calor por conducción	20
5.2.1. Conducción unidimensional de estado estable	22
5.3. Transferencia de calor por convección.....	24
5.3.1. Capas límite de convección	24
5.3.2. Números adimensionales.....	27
6. INTERCAMBIADORES DE CALOR	31
6.1. Clasificación de los intercambiadores de calor.....	31
6.2. Intercambiadores de carcasa y tubos.....	31
6.2.1. Tipos de carcasas	32
6.2.2. Tipos de haces de tubos	33
6.2.3. Disposición de los tubos	35
6.2.4. Tipos de deflectores y geometría	37
6.3. Intercambiadores de calor compactos.....	39
6.3.1. Mejora de la transferencia de calor	42
6.3.2. Caída de presión.....	45
6.3.3. Clasificación de los intercambiadores de calor compactos	46
7. ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	50
7.1. Coeficiente global de transferencia de calor	50
7.2. Método de la DMLT (Diferencia Media Logarítmica de Temperatura).....	53
7.3. Método de eficiencia-NUT (Número de Unidades de Transferencia).....	57
8. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR	61
8.1. Consideraciones previas	61



8.2.1.	Elección de la carcasa	64
8.2.2.	Datos de los tubos	66
8.2.3.	Cálculo de los coeficientes de convección.....	67
8.2.4.	Coefficiente global de transferencia de calor	75
8.2.5.	Cálculo de las áreas con el método de la DMLT.....	75
8.2.6.	Cálculo de la longitud total del intercambiador.....	77
8.2.7.	Diseño de un intercambiador compacto.....	78
8.3.	Geometría del intercambiador compacto	78
8.3.1.	Cálculo de los coeficientes de convección.....	80
8.3.2.	Cálculo de las resistencias y coeficientes globales.....	88
8.3.3.	Cálculo de la longitud del intercambiador	89



“TITULO: DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA UNA PLANTA DE RELICUEFACCIÓN DE GNL”

MEMORIA



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS

DATA: **FEBRERO 2021**

AUTOR: O alumno

Fdo.: Mateo García Alba



1. INTRODUCCIÓN

Desde la aparición de los primeros buques de transporte de GNL, su método de propulsión han sido las turbinas de vapor. Esto es principalmente a causa de la simplicidad que suponía tomar el BOG que se producía en los tanques de carga para alimentar con él las calderas a la vez que se controlaba la presión de los tanques. Sin embargo, en los últimos años, debido a la reducida eficiencia de este método (estimada en un 30%) y el aumento del precio de la energía, se han estado buscando alternativas al consumo de fuel que puedan ser viables a nivel comercial y al mismo tiempo que resulten menos nocivas para el medio ambiente.

De esta manera, se ha optado por el empleo del GNL ya que satisface las exigencias de la Organización Marítima Internacional (OMI) respecto a las restricciones impuestas sobre las emisiones de óxidos de azufre (SO_x) y de óxidos de nitrógeno (NO_x).

Esta normativa está recogida en el “Convenio Internacional para Prevenir la Contaminación por los Buques” denominado MARPOL 73/78, que fue modificado en el año 1997, añadiendo el Anexo VI llamado “Reglamento para la Prevención de la Contaminación Aérea por los Buques”. En este anexo son establecidos los límites de emisiones de SO_x y NO_x que pueden ser emitidos por los escapes de los barcos, además de prohibir la emisión deliberada de otras sustancias que perjudiquen la capa de ozono.

Además de estas restricciones, MARPOL añade en el Capítulo 4 del anexo VI dos conceptos cuyo objetivo es garantizar unos estándares de eficiencia energética para todos los buques. Se trata del Índice de Diseño de Eficiencia Energética (EEDI) aplicado en barcos de nueva construcción y del Plan de Gestión de Eficiencia Energética del Buque (SEEMP) aplicado a todos los buques. Ambos reglamentos son aplicados desde el año 2013 en todos los buques con un arqueo bruto superior a 400 TRB. (Baaliña Insua, Romero Gómez, Romero Gómez, & López Bernal, 2015)

2. OBJETO

El objeto de este proyecto es diseñar un intercambiador de calor que pueda servir para ser instalado en una planta de relicuefacción a bordo de un buque que transporte gas natural licuado. De esta manera podremos evitar problemas de



seguridad por sobrepresiones en los tanques, así como el hecho de tener que desperdiciar parte de la carga al ser quemada en las propias antorchas del barco o consumida para la propulsión del buque en el caso de barcos que admitan gas como combustible.

Debido al aumento de la demanda de gas natural a nivel mundial para ser empleado como combustible en todo tipo de aplicaciones, es importante que su transporte se realice siguiendo todas las medidas de seguridad posibles y cumpliendo con las normativas impuestas. De este modo, lograremos reducir la contaminación generada por el transporte marítimo a la vez que conseguimos trasladar la totalidad de la carga de un lugar a otro con todas las garantías.

Durante el desarrollo del trabajo nos centraremos en el diseño de uno de los intercambiadores de calor que posee la planta de relicuefacción tomada como referencia. El intercambiador que trataremos de diseñar será el último de todo el proceso, en el que el BO será relicuado y pasado a fase líquida antes de ser enviado a los tanques a través de una válvula de expansión. En este intercambiador, enfriaremos el gas con etileno, que trabaja en un ciclo de compresión doble con inyección total.

Tendremos en consideración la elección de materiales con los que se diseñará el intercambiador, ya que estamos hablando de un equipo para temperaturas criogénicas y alta presión, por lo que una selección adecuada de materiales será importante para su correcto funcionamiento.

3. EL GNL

Debido a que centraremos el proyecto en la relicuación de GNL, será importante conocer sus características y propiedades para poder operar con él de forma segura durante el proceso.

3.1. Características del GNL

El Gas Natural es un hidrocarburo de origen fósil que está compuesto por una mezcla de diversos gases ligeros y que es generado debido a la presión y al calor que experimenta bajo tierra la materia orgánica.

Este gas, está conformado principalmente de metano (CH_4) y etano (C_2H_6), pero puede contener diversas concentraciones de otros gases como propano (C_3H_8),



butano (C_4H_{10}) y nitrógeno (N_2). Sin embargo, su composición también puede verse alterada durante el transporte a causa del BO, debido a los diferentes puntos de ebullición de sus componentes.

No obstante, para simplificar la tarea, asumiremos que el GNL está compuesto en su totalidad por metano, por lo que únicamente tendremos en cuenta las propiedades de este.

Fórmula química	CH_4
Masa molecular	16,04 g/mol
Punto de ebullición	-161 °C
Punto de fusión	-183 °C
Solubilidad en agua (ml/100ml a 20°C)	3,3
Densidad relativa (referencia: aire=1)	0,6
Punto de inflamación	Gas inflamable
Temperatura de autoignición	537 °C
Límites de explosividad (%volumen en aire)	5-15

Tabla 3.1.1 - Características del metano en condiciones normales. Fuente: (Ministerio para la transición ecológica y el reto demográfico, s.f.)

3.2. Efectos sobre la salud humana y el medioambiente

Se trata de una sustancia que puede ser inhalada, lo que puede originar asfixia por la disminución del contenido de oxígeno en el aire. También puede crear un efecto narcótico o anestésico y alterar el sistema nervioso central, llevando a las personas a una pérdida de conocimiento o incluso a la muerte. En cuanto a una exposición de la piel de corta duración, el contacto con el líquido o gas comprimido puede causar congelación grave.

Respecto a la incidencia sobre el medio ambiente del metano, se conoce que es el segundo compuesto que más contribuye al calentamiento global con una tasa de un 15% únicamente superado por el CO_2 con una tasa del 76%. Sin embargo, su uso como combustible tiene un reducido impacto ambiental ya que tiene una combustión muy limpia y emite pocas cantidades de CO_2 . Se conoce que la combustión del gas natural emite un 25-30% menos de CO_2 que los productos derivados del petróleo y hasta un 40-50% menos que la quema de carbón por unidad de energía producida. A pesar de la contaminación que pueda producir el metano si es liberado a la atmósfera, solo un 10% de las emisiones totales corresponden a las empresas que distribuyen gas natural, cifra que se ha ido



reduciendo debido a las medidas adoptadas en todo el mundo para aumentar el aprovechamiento de la energía y prevenir la contaminación.

3.3. Inflamabilidad del GNL

El principal peligro del transporte de GNL es el riesgo de explosión, por lo que antes de la carga, los tanques son inertizados mediante el uso de nitrógeno o de gases nobles.

En una atmósfera normal, con un 21% de oxígeno, el rango de inflamabilidad del metano está en torno al 5,3 y el 14% en volumen. Teóricamente, si reducimos la cantidad de oxígeno por debajo del 13% sería imposible causar una explosión sea cual sea la cantidad de metano contenida en la mezcla. No obstante, por motivos de seguridad, la cantidad de oxígeno se reducirá hasta un 2% antes de introducir el GNL en los tanques.

En la siguiente imagen, podemos ver cómo evolucionan las distintas presiones de vapor de los componentes del GNL en función de la temperatura.

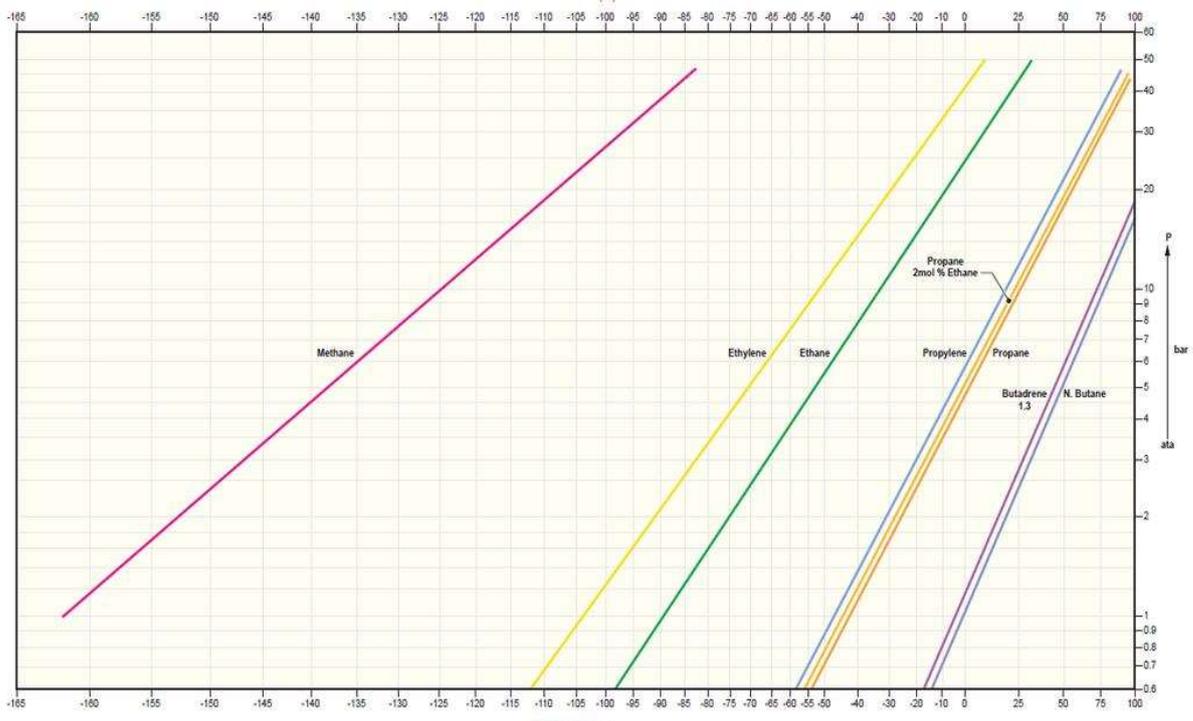


Figura 3.3.1 - Gráfica presiones de vapor LNG. Fuente: (Alejandro, 2019)

A la hora de realizar un venteo del BOG de un tanque, debemos tener en cuenta la temperatura a la que se encuentra el mismo. Cuando está a temperaturas superiores a -110°C el boil-off es más ligero que el aire, por lo que este ascenderá y se disipará rápidamente. Sin embargo, cuando lo ventemos a temperaturas

inferiores a esos -110°C el gas se mezclará con el aire y debido a la baja temperatura, la humedad que contiene se condensará formando una nube blanca alrededor del palo de venteo. A continuación, vemos una gráfica en la que se compara la densidad del metano con la del aire en función de la temperatura.

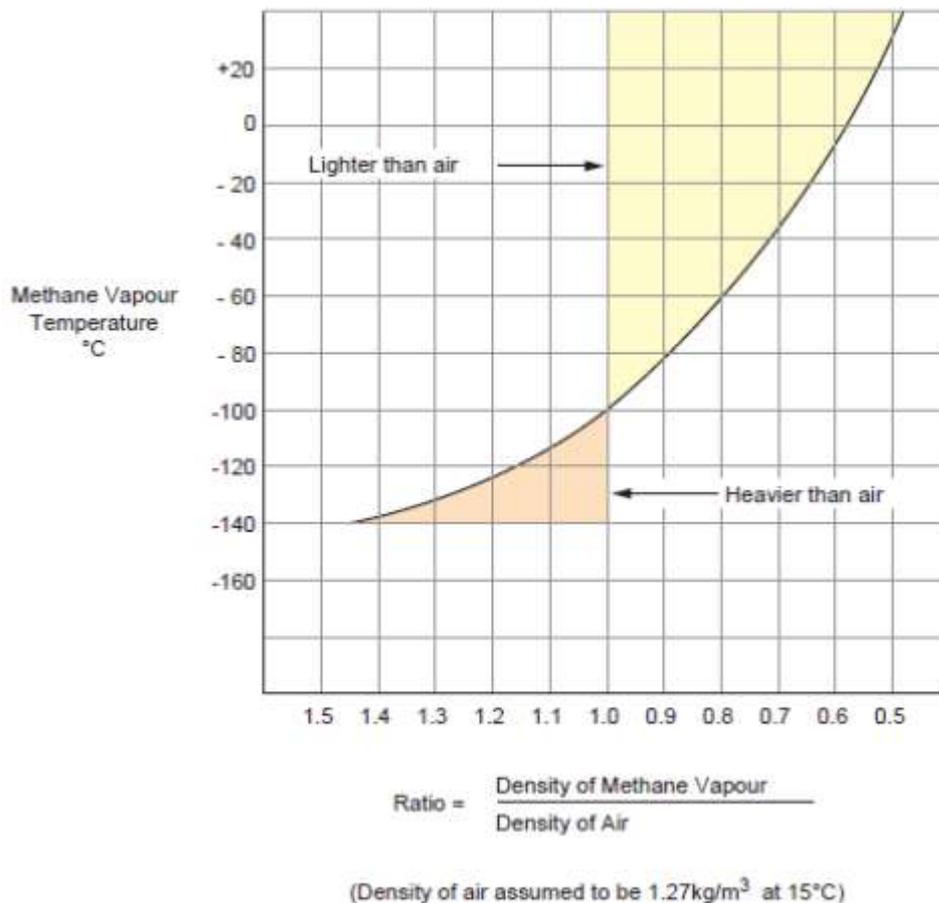


Figura 3.3.2 - Gráfica densidad relativa del metano. Fuente: (Alejandro, 2019)

3.4. El transporte de GNL

Para el transporte de GNL en buques gaseros, este va almacenado en los tanques a una temperatura muy baja, de aproximadamente -160°C . Esta temperatura es prácticamente su temperatura de ebullición a presión atmosférica, lo que podría ocasionar cambios termodinámicos en la carga con cierta facilidad, pudiendo comprometer la seguridad del buque.

La cantidad de BOG que se genera dependerá de las condiciones de operación y diseño de cada buque, y puede deberse a las siguientes razones:

- La entrada de calor en los tanques de carga debido a la diferencia de temperatura entre los propios tanques y su entorno.



- El enfriamiento de los tanques del barco durante los viajes en lastre originado por el rociado ocasional de GNL en la parte superior del tanque.
- El chapoteo de la carga en los tanques parcialmente cargados debido a la acción de las olas, generando fricción en las paredes interiores del tanque, lo que genera un efecto térmico adicional.

De todos modos, la cantidad de BOG generado durante un viaje puede variar dependiendo de los cambios en la temperatura ambiente, la temperatura del agua de mar, sus condiciones, la cantidad de GNL que haya en los tanques y la propia calidad del gas transportado. Los valores típicos de diseño de la tasa de boil off (BOR) están comprendidos entre 0,135 - 0,15% por día de la capacidad líquida del tanque, con pequeñas variaciones entre los viajes cargados (0,10 – 0,12%) y los viajes en lastre (0,06 – 0,10%). El caudal másico de BOG generado y su flujo de calor asociado, están definidos por las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m}_{BO(nat)} = \frac{BOR * C_{LNG_{carrier}} * \rho}{24 * 3600} \quad (3.4.1)$$

$$\dot{Q}_{BO(nat)} = \dot{m}_{BO(nat)} * \Delta H \quad (3.4.2)$$

Siendo:

- BOR la tasa de evaporación de la carga en %/día
- $C_{LN_{carrier}}$ la capacidad del buque en m^3
- ρ la densidad del gas en kg/m^3
- ΔH el calor latente de vaporización en kJ/kg

No obstante, como resultado de las condiciones en las que se realiza la relicuefacción y a las que el gas licuado es reintroducido en los tanques, el caudal másico que debe ser procesado por la planta es superior a $\dot{m}_{BO(nat)}$ y está determinado por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{BO} = \frac{\dot{m}_{BO(nat)}}{(1 - x_{(in\ tank)})} \quad (3.4.3)$$



Donde $x_{(in\ tank)}$ es el título del BOG relicuado tras atravesar la válvula de expansión anterior a la entrada al tanque.

De este modo, el flujo de calor asociado, que podemos definir como el calor que debemos absorber de los tanques se define según la ecuación:

$$\dot{Q}_{tank} = \dot{Q}_{BO(nat)} = \dot{m}_{BO} * (h_{out\ tank} - h_{in\ tan}) \quad (3.4.4)$$

Siendo $h_{out\ tank}$ y $h_{in\ tank}$ las entalpías de salida y entrada de los tanques. (Baaliña Insua, Romero Gómez, Romero Gómez, & López Bernal, 2015)

4. LA PLANTA DE RELICUEFACCIÓN

4.1. Introducción al proceso de relicuefacción

Básicamente, la relicuefacción consiste en aspirar el vapor de la parte superior de los tanques, comprimirlo, condensarlo y retornarlo en fase líquida al tanque. De esta forma, no solo reduciremos la presión en el tanque, sino que también será de ayuda para enfriarlo. Esto último se debe a que el líquido retornado al tanque está más frío que el vapor y, por otra parte, al aspirar el vapor del tanque, reducimos la presión por debajo de la presión de vapor saturado del líquido, por lo que la carga entra en ebullición y el calor latente de vaporización es cedido por la masa del líquido, de modo que se enfría.

Para comprender la importancia de la planta de relicuefacción, debemos tener en cuenta el caso de que se produzca un fallo, de modo que la única forma de evitar el aumento de la presión en los tanques sería la combustión intencionada del gas en la "CGU" o la exhaustación a la atmósfera, denominada "vent-off". De esta manera podríamos perder toneladas de la carga, lo que supone un impacto medioambiental al mismo tiempo que recibiríamos reclamaciones por parte de la empresa receptora de la carga.

4.2. Combinación con motores duales

Debido al diseño de nuevos motores duales que admiten gas como combustible, han aparecido plantas de relicuefacción que se combinan con un sistema de

inyección de gas al motor para emplearlo en la propulsión. Esto es útil para los casos en los que se realice la navegación dentro de las zonas de especial protección ECA y SECA en las que están restringidas las emisiones de NO_x y SO_x . Estos equipos pueden ser operados de modo que parte del BOG recuperado sea empleado para la propulsión y otra parte pueda ser relicuado. Esto permite utilizarlo como combustible y al mismo tiempo condensar el exceso y devolverlo a los tanques en aquellas ocasiones en las que el sistema de propulsión no requiera energía, evitando así una combustión con exceso de gas que no aportaría energía. En la imagen a continuación, veremos los dos tipos de configuración para estas plantas en función de la presión de inyección requerida:

- (a) → Alta presión
- (b) → Baja presión

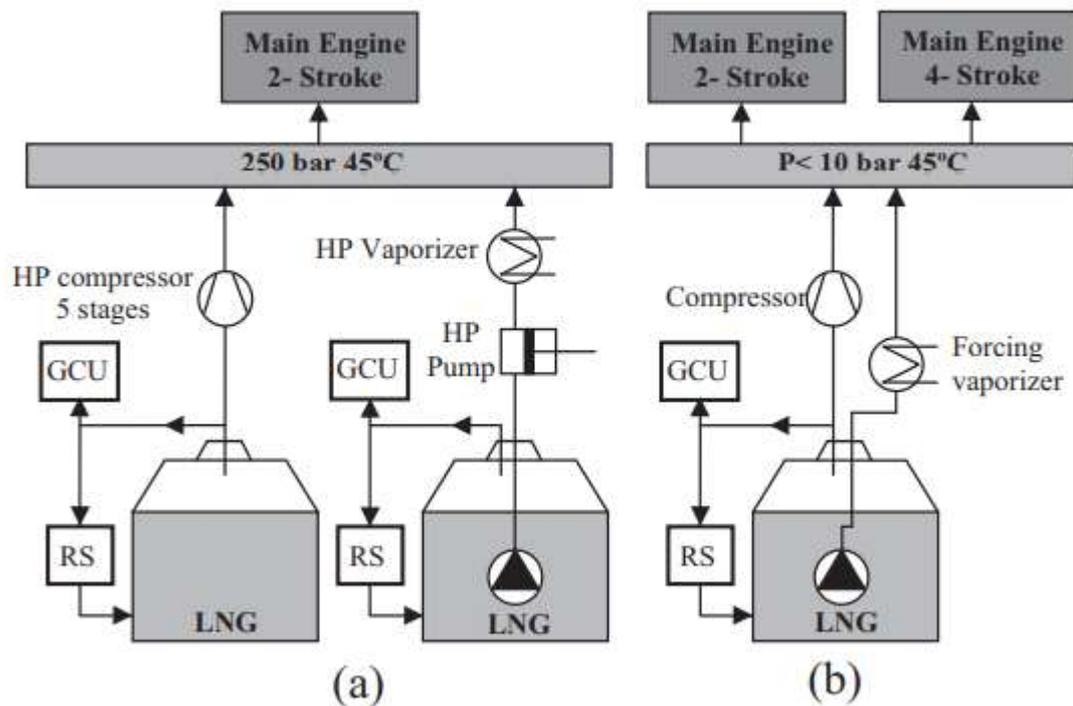


Figura 4.2.1 - Configuraciones para alimentación de motores duales. RS: Reliquefaction system, GCU: gas combustión unit. Fuente: (Baaliña Insua, Romero Gómez, Romero Gómez, & López Bernal, 2015)

4.3. Descripción de la planta

Para la realización de este trabajo, nos basaremos en el diseño de planta propuesto por “TGE Marine Gas Engineering”. En ella se combinan un sistema de suministro



de gas de alta presión con un sistema de relicuefacción de BOG que emplea refrigeración en cascada. El sistema de compresión del BOG nos proveerá de gas a 4000 kPa para el proceso de relicuefacción.

El BOG es tomado de la parte superior de los tanques y a través de un colector es conducido a los compresores que, en tres etapas, lo llevarán a una presión de 4000 kPa. Después de esto, el gas será introducido en un intercooler (IC-3) refrigerado por agua de mar, del que saldrá a una temperatura próxima a esta. En este punto, habrá una válvula selectiva (SV) que conducirá el gas o bien hacia el motor para su consumo o bien continuará el proceso de relicuefacción.

El gas que es dirigido hacia el motor será nuevamente comprimido y enfriado en dos ocasiones (IC-4 e IC-5) para que esté en unas condiciones adecuadas para su consumo.

Por otra parte, lo que nos interesa a nosotros será el gas que continúa el proceso hasta ser licuado. Este gas, sale de la válvula selectiva hacia un intercambiador de calor (HE-1), en el que intercambia calor con el propileno que utilizamos como refrigerante. Este propileno trabaja en un ciclo de refrigeración de doble compresión con inyección total, de modo que realiza un preenfriamiento del BOG antes de ser licuado en un segundo intercambiador de calor (HE-2).

Una vez tengamos el BOG en fase líquida, este es reintroducido en los tanques a través de una válvula de expansión (EV1).

En la siguiente imagen, veremos una representación esquemática de toda la planta de relicuefacción, desde que tomamos el BOG de los tanques hasta que lo reintroducimos en estado líquido:

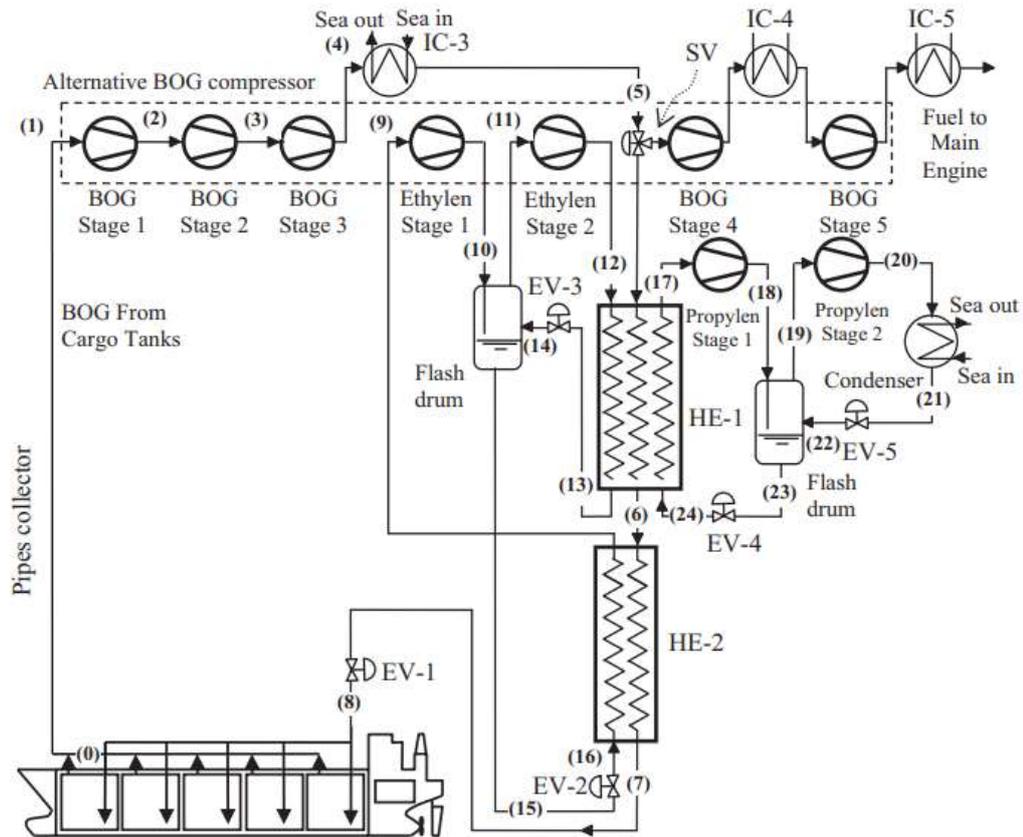


Figura 4.3.1 - Esquema de la planta de relicuefacción. Fuente: (Baaliña Insua, Romero Gómez, Romero Gómez, & López Bernal, 2015)

Este intercambiador (HE-2) es el que tomaremos para realizar su diseño a partir de los parámetros de temperatura y presión con los que trabaja. La relicuefacción realizada en este intercambiador es llevada a cabo mediante la transferencia de calor al etileno que empleamos como refrigerante, que al igual que el propileno funciona con un ciclo de doble compresión con inyección total en un tanque de expansión.

El propileno y el etileno forman un ciclo en cascada que permite que el etileno sea condensado gracias al calor absorbido durante la evaporación del propileno a baja presión en el mismo intercambiador que hacemos el preenfriamiento del BOG.

Ya sea trabajando en el modo de relicuefacción o introduciendo el gas como combustible para el motor dual, tanto la compresión del BOG como la del etileno se

realizarán en el mismo compresor, que podremos ver en la siguiente figura, diseñado específicamente para tal propósito por “Burckhardt Compression AG”. En cuanto a la compresión del propileno, esta es efectuada en un compresor independiente y después es condensado en un intercambiador alimentado por agua de mar.

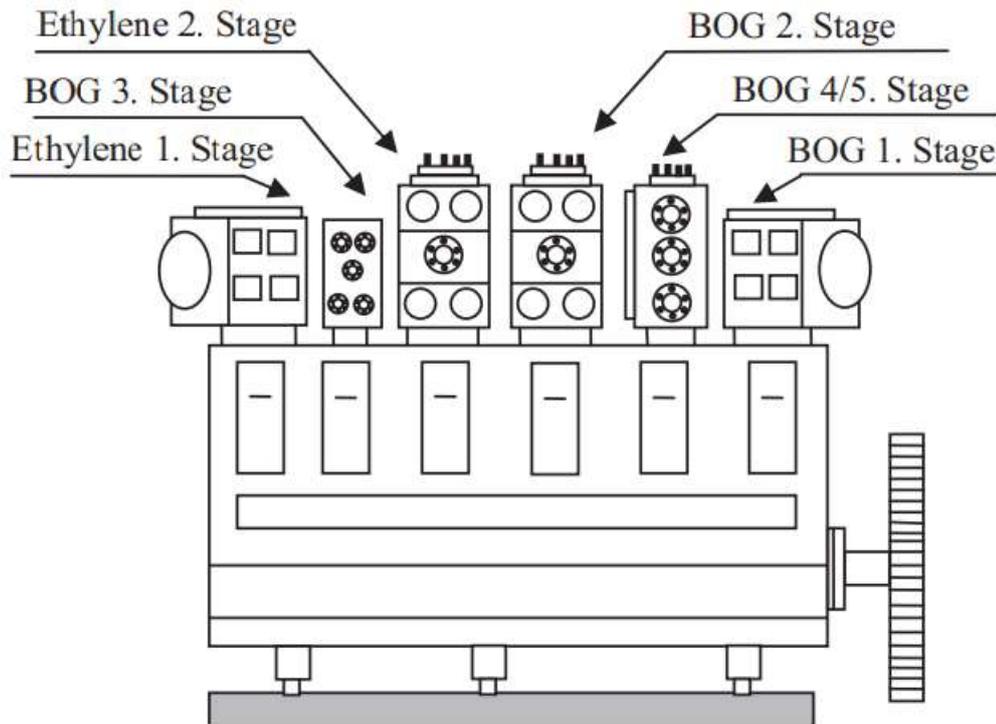


Figura 4.3.2 - Diagrama del compresor y distribución de las etapas de compresión del BOG y el etileno. Fuente: (Baaliña Insua, Romero Gómez, Romero Gómez, & López Bernal, 2015)

5. FUNDAMENTOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

5.1. Introducción a la transferencia de calor.

La transferencia de calor es un fenómeno físico en el cual dos o más cuerpos a distinta temperatura intercambian energía. En un intercambiador de calor, el flujo energético será siempre desde el cuerpo con mayor temperatura hacia el de menor temperatura.

La transmisión de calor nos permite determinar el intercambio de energía entre sistemas o un sistema y su entorno, así como la relación con respecto al tiempo. Estudiar estos procesos es importante ya que la mayor parte de la producción de energía en forma de trabajo conlleva procesos de transferencia de calor en distintos



dispositivos. De la misma manera, la irreversibilidad de los procesos implica transferencia de calor.

El calor puede transmitirse por conducción, convección y radiación o alguna combinación de ellas.

- Conducción: al existir un gradiente de temperatura en un cuerpo, habrá una transmisión de energía interna a través del intercambio de energía cinética de las moléculas al impactar las de mayor energía con las de menor energía. En los sólidos, los átomos transfieren energía por vibración de la red cristalina y también los electrones libres producen un flujo energético en el sentido decreciente de la temperatura.
- Convección: la transferencia de calor por convección está ligada al movimiento de un fluido. Internamente el proceso sigue siendo conducción, pero debido al desplazamiento del fluido la energía puede trasladarse a un punto más lejano. Podremos observar esta convección cuando un fluido en movimiento recoge energía del punto caliente y la entrega en el punto más frío. Cuando el movimiento del fluido es debido a la diferencia de densidades causada por un gradiente térmico, hablaremos de convección natural, y cuando sea inducido por medios mecánicos hablaremos de convección forzada.
- Radiación: en el caso de la radiación, la energía térmica es transportada por ondas electromagnéticas y a diferencia de las otras formas de transferencia de calor, esta no necesita ningún medio material para propagarse. Todos los cuerpos irradian calor, pero algunos emiten más del que reciben y otros reciben más del que emiten.

En la imagen que tenemos a continuación, podremos ver como se darían los tres tipos de transferencia de calor en una habitación cerrada con una fuente de calor:



Figura 5.1.1 - Formas de transferencia de calor. Fuente: (Wikipedia, 2011)

En los siguientes apartados, haremos mayor hincapié en los dos primeros tipos de transferencia de calor que hemos mencionado, ya que son los que cobran mayor importancia en los intercambiadores de calor. Esto no quiere decir que no intervenga la radiación, pero lo hace en menor medida.

5.2. Transferencia de calor por conducción

La transferencia de calor por conducción puede ser cuantificada a través de ecuaciones que nos permiten conocer la cantidad de energía transferida por unidad de tiempo. El modelo empleado para estudiar esta transferencia de calor recibe el nombre de *ley de Fourier*, cuya ecuación general para una pared plana unidimensional es la siguiente:

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (5.2.1)$$

El flujo de calor (q_x'') es la velocidad a la que se transfiere el calor en la dirección x por área unitaria perpendicular a la transferencia de calor y es proporcional a la diferencia de temperatura en los lados de la pared. La constante k es la

conductividad térmica, que es una propiedad de los materiales y sustancias y toma signo negativo porque el calor se transmite en la dirección decreciente de la temperatura. En la imagen, vemos como se transfiere el calor a través de la pared y el perfil de temperaturas:

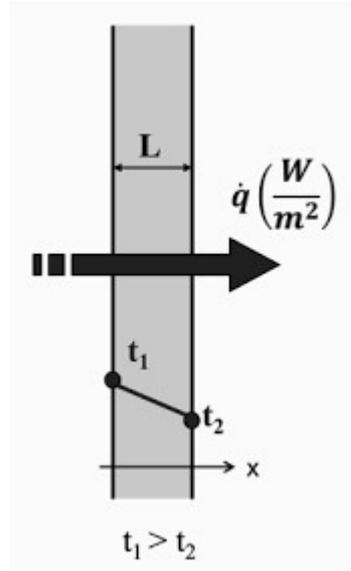


Figura 5.2.1 -Transferencia de calor en una pared plana. Fuente: (UNED, 2018/2019)

En condiciones de estado estables, la distribución de temperaturas es lineal, por lo que expresaremos el gradiente de temperaturas como:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (5.2.2)$$

y el flujo de calor sería

$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (5.2.3)$$

o también

$$q_x'' = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (5.2.4)$$

Esta ecuación nos da un valor de flujo de calor por unidad de área, de modo que, para conocer el valor del calor transferido por unidad de tiempo, solo debemos multiplicar por el área de la pared plana (A).



Por lo tanto, podemos concluir que las características de la *ley de Fourier* son las siguientes: es una generalización que se basa en pruebas experimentales; sirve para definir la conductividad térmica; es una expresión vectorial que indica que el flujo de calor es normal a una isoterma y en sentido decreciente de la temperatura y que se puede aplicar en sólidos, líquidos y gases.

5.2.1. Conducción unidimensional de estado estable

A pesar de que la conducción se produce en las tres dimensiones del espacio, nosotros nos centraremos en conducción unidimensional, teniendo en cuenta los gradientes de temperatura y la transferencia de calor en una sola dirección del espacio.

Para hablar de la transferencia de calor tanto en una pared plana como en un cilindro, debemos conocer el concepto de la resistencia térmica. La resistencia térmica es, respecto a la conducción de calor, equivalente a la resistencia eléctrica respecto a la conducción de electricidad. De este modo, podremos definir la resistencia térmica para la conducción en una pared plana de esta manera:

$$R_{t,cond} \equiv \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \quad (5.2.1.1)$$

Cuando la transferencia de calor se produzca en un cilindro hueco y en sentido radial, la resistencia de conducción será la siguiente:

$$R_{t,cond} \equiv \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi kL} \quad (5.2.1.2)$$

Y para la convección sería

$$R_{t,conv} \equiv \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \quad (5.2.1.3)$$

De esta forma, podemos considerar un circuito térmico equivalente, evaluando por separado cada una de las resistencias térmicas según estén en serie o en paralelo y considerando el flujo de calor constante a lo largo del proceso. A continuación,

veremos exemplos de circuitos térmicos equivalentes para una pared plana compuesta y para un cilindro hueco (P. Incropera & P. de Witt, 1999).

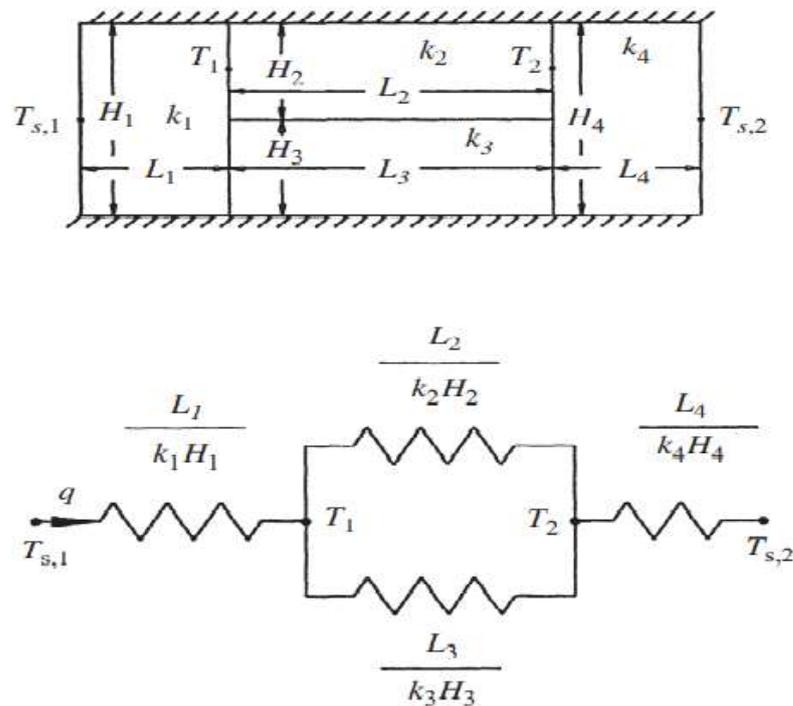


Figura 5.2.1.1 - Circuito térmico equivalente para conducción en pared compuesta en serie y paralelo. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003)

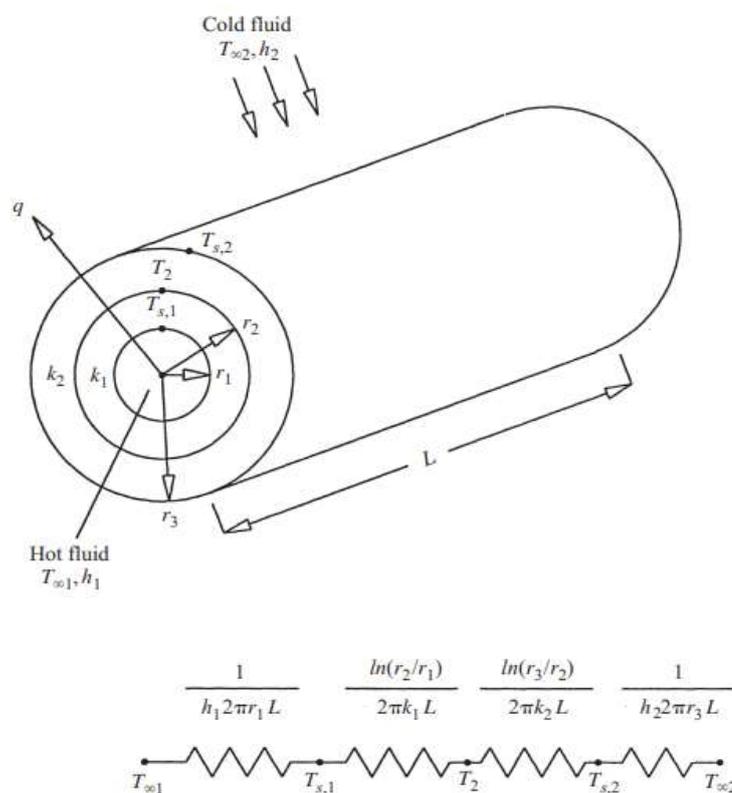


Figura 5.2.1.2 - Circuito térmico equivalente para un cilindro con convección y conducción. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003)

5.3. Transferencia de calor por convección

La convección, puede clasificarse de dos maneras: (a) convección natural, en la que el fluido se mueve por sí mismo debido a diferencias de densidad; y (b) convección forzada, en la que se emplean medios externos para darle velocidad al fluido, ya sea mediante una bomba, un ventilador u otro medio.

En intercambiadores de calor, casi siempre se tratará de convección forzada, ya que el aumento de velocidad del fluido aumenta la transferencia de calor.

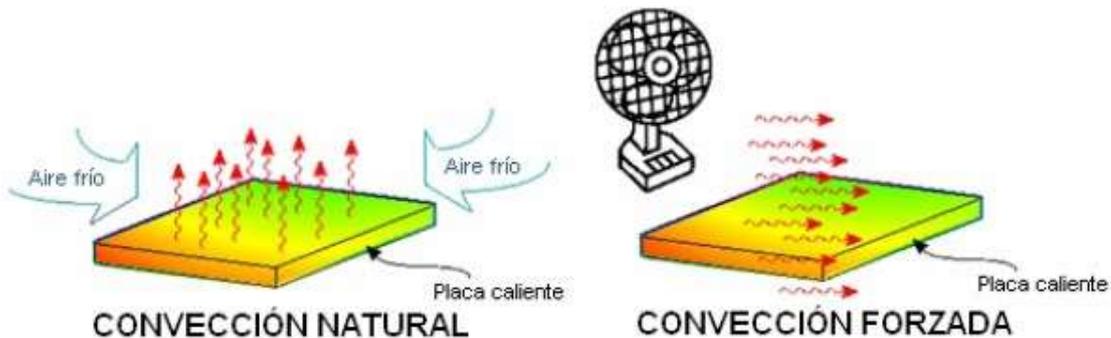


Figura 5.2.1 Diferencia convección natural y forzada sobre una placa. Fuente: (Blog UNAM, 2017)

El calor transferido por convección está cuantificado a través de la *Ley de enfriamiento de Newton*, que se expresa de la siguiente forma:

$$\dot{Q} = h_c * A_w * \Delta T \quad (5.3.1)$$

donde

h_c es el coeficiente de transferencia de calor por convección

A_w es el área expuesta al fluido

ΔT es la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido

La diferencia de temperaturas depende de si el flujo es interno (por el interior de un conducto) o externo (sobre una superficie). En caso de que el flujo sea interno, la diferencia de temperaturas se calculará entre la temperatura interna de pared y la temperatura media del fluido.

5.3.1. Capas límite de convección

En un fenómeno de convección, nos encontraremos con el concepto de la capa límite. Existen tres tipos de capa límite que le afectan que procederemos a explicar brevemente a continuación.

- Capa límite de velocidad o hidrodinámica:** para explicar el concepto de capa límite, consideraremos un flujo sobre una placa plana. Cuando el fluido entra en contacto con su superficie, este adquiere velocidad nula. De este modo, las partículas del fluido actúan para disminuir el movimiento de las partículas de la capa contigua y a su vez estas hacen lo mismo en la siguiente capa. Esto se produciría de forma sucesiva hasta que a una determinada distancia de la superficie este efecto fuese insignificante. Esta desaceleración se asocia con esfuerzos cortantes (τ) en planos paralelos a la velocidad del fluido. Por este motivo, cuanto más nos separemos de la superficie, la velocidad del fluido aumentará hasta alcanzar el valor del flujo libre (u_∞). El espesor de la capa se define como el valor de y para el que, $u = 0,99u_\infty$. Determinamos así dos regiones distintas, una capa delgada en la que los gradientes de velocidad y esfuerzos cortantes son grandes y una región fuera de la capa límite en la que estos valores son insignificantes.

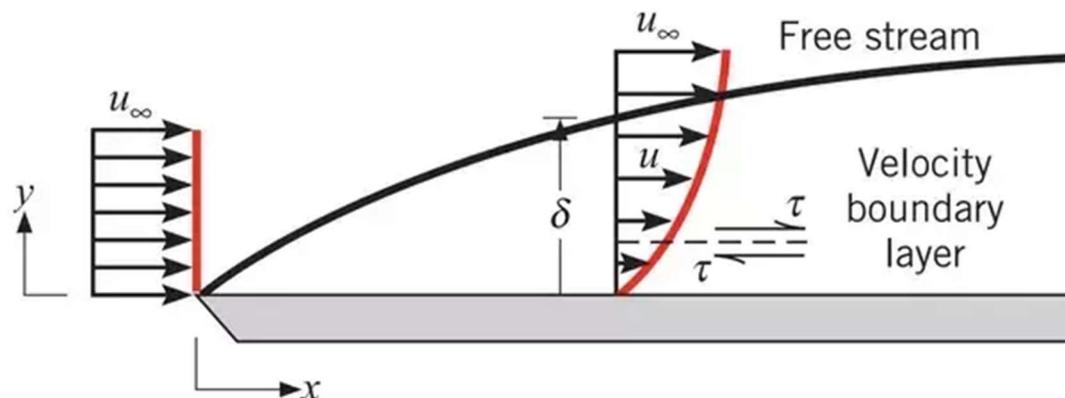


Figura 5.2.1.1 Desarrollo de la capa límite hidrodinámica sobre una placa plana. Fuente: (P. Incropera & P. de Witt, 1999)

- Capa límite térmica:** al igual que sucede con la capa límite hidrodinámica, aparecerá una capa límite térmica cuando exista diferencia entre la temperatura del fluido y la de la superficie. Considerando nuevamente un flujo sobre una placa, al comienzo de la placa el perfil de temperaturas es uniforme, pero a medida que avanza el fluido intercambiando calor, se producirá un gradiente térmico causado por el intercambio de temperatura de cada capa con la adyacente. La región en la que aparecen estos

gradientes de temperatura es la capa límite térmica. El límite de esta región se define como el valor de y para el que se cumple que $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0,99$. El flujo de calor local se determina a cualquier distancia desde el borde de la placa mediante la *Ley de Fourier* en $y = 0$, ya que como en la superficie la velocidad del fluido es nula, la transferencia de calor se produce por conducción.

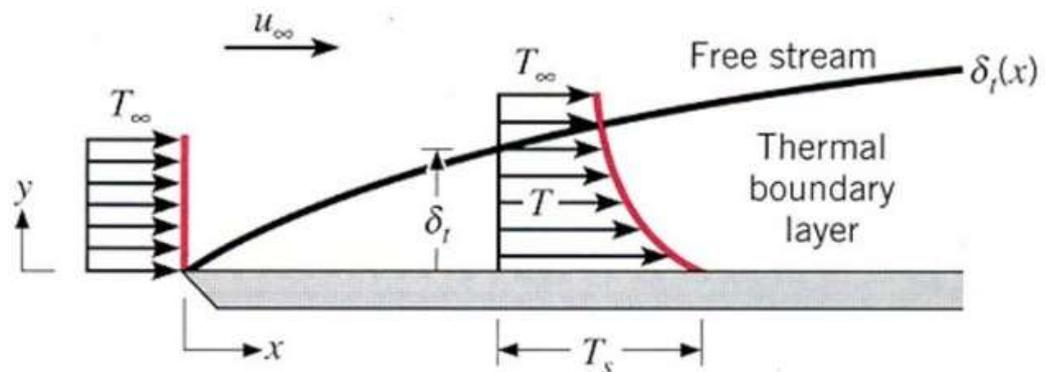


Figura 5.2.1.2 Formación de la capa límite térmica sobre una placa plana isotérmica. Fuente: (P. Incropera & P. de Witt, 1999)

- Capa límite de concentración: igual que las capas límite hidrodinámica y térmica determinan el rozamiento y la transferencia de calor por convección respectivamente, la capa límite de concentración determina la transferencia de masa por convección. Esta capa límite se genera cuando una mezcla binaria fluye sobre una superficie y la concentración de uno de sus componentes en la superficie es distinta a la concentración en el flujo libre. En esta región existirán gradientes de concentración y su espesor se define como el valor de y para el cual $[(C_{A,s} - C_A)/(C_{A,s} - C_{A,\infty})] = 0,99$.

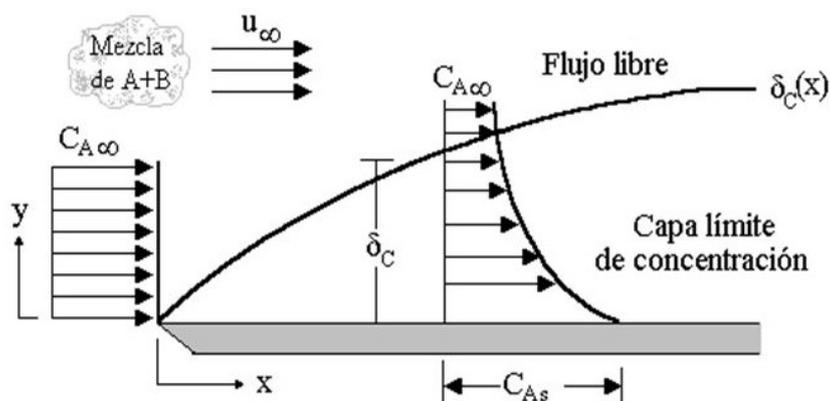


Figura 5.2.1.3 Evolución de la capa límite de concentración de especies sobre una placa plana. Fuente: (P. Incropera & P. de Witt, 1999)



5.3.2. Números adimensionales

El coeficiente de transferencia de calor no es una propiedad de los fluidos, es decir, este varía en función de múltiples factores. Algunos de los factores que afectan a este coeficiente pueden ser la velocidad del fluido, las dimensiones de la superficie o conducto, la viscosidad y la densidad del fluido, la conductividad térmica y el calor específico del fluido. Debido al gran número de condicionantes, la transferencia de calor por convección emplea los llamados números adimensionales, que como su nombre indica no tienen unidades.

Uno de los principales números adimensionales que afectan a la convección forzada es el *número de Reynolds*. Este número nos indica en que régimen se encuentra nuestro fluido, y puede ser laminar o turbulento. En el flujo laminar, las partículas se desplazan de forma ordenada sin entremezclarse, y es típico en velocidades bajas o viscosidades altas. En el flujo turbulento, las partículas se mueven de manera desordenada y suele darse con velocidades altas. Cuando el *número de Reynolds* es inferior a 2300, se considerará flujo laminar, y cuando es mayor a 4000 diremos que es turbulento. Definiremos el *número de Reynolds* de la siguiente forma para un flujo interno:

$$Re = \frac{D_e * V_{ave} * \rho}{\mu} = \frac{D * G}{\mu} \quad (5.3.2.1)$$

Donde el término D_e es el diámetro hidráulico o equivalente:

$$D_e = \frac{4 * A_c}{P_w} \quad (5.3.2.2)$$

Siendo

A_c el área transversal del conducto

P_w el perímetro húmedo del conducto

Para un tubo circular, el diámetro hidráulico es el diámetro interior del tubo. El valor de $G = \dot{m}/A_c = V_{ave} * \rho$ es el caudal másico por unidad de área transversal.

Para un flujo externo, el *número de Reynolds* sería el siguiente:

$$Re = \frac{L * V_{\infty} * \rho}{\mu} \quad (5.3.2.3)$$

Donde L es la longitud característica del objeto.

Laminar Flow



Turbulent Flow

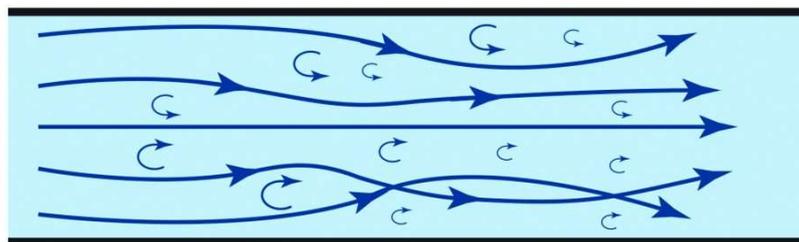


Figura 5.2.2.1 Comportamiento flujo laminar y turbulento en un conducto. Fuente: (Aerodinámica F1, 2019)

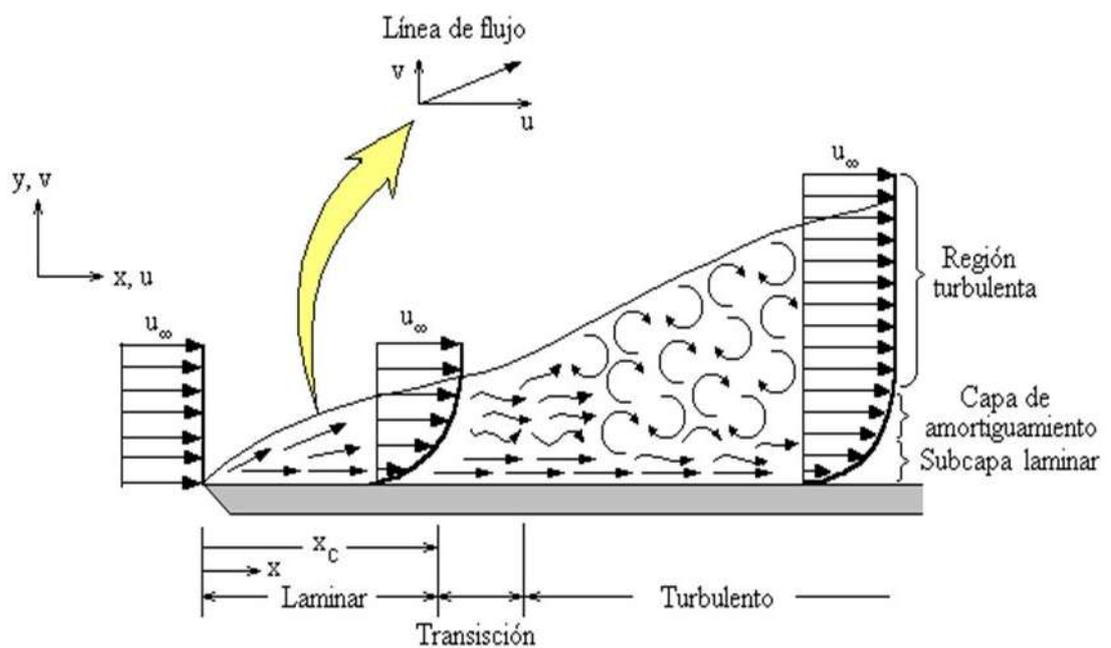


Figura 5.2.2.2 Desarrollo de la capa límite hidrodinámica sobre una placa plana. Fuente: (P. Incropera & P. de Witt, 1999)



Cuando queremos tratar un problema de convección, el primer paso es determinar si la capa límite es laminar o turbulenta, ya que tanto la fricción superficial como la transferencia de calor dependen en gran medida de ello.

El *número de Prandtl* es otro número adimensional, pero en este caso si que es propiedad de los fluidos, por lo que, para trabajar con él, generalmente acudiremos a tablas donde lo encontraremos en función de su temperatura. Este número nos permite medir la relación entre el espesor de la capa límite térmica y la hidrodinámica.

$$Pr = \frac{\mu * c}{k_t} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5.3.2.4)$$

En la ecuación, $\nu = \mu/\rho$ es la viscosidad cinemática o capacidad de difusión. El *número de Prandtl* es la relación entre la capacidad de difusión (la capacidad del fluido para transportar su momento) y la difusividad térmica (la capacidad de transferir energía térmica).

El coeficiente de transferencia de calor por convección puede estar definido a través de otro adimensional como es el *número de Nusselt*. Este número se expresa de la siguiente forma para un flujo interno:

$$Nu = \frac{h_c * D_e}{k_t} \quad (5.3.2.5)$$

y para un flujo externo:

$$Nu = \frac{h_c * L}{k_t} \quad (5.3.2.6)$$

Debido a que el fluido está en régimen estacionario sobre la superficie sólida, el flujo de calor en la superficie se produce por conducción. De esta manera, diremos que el *Nusselt* representa el gradiente de temperatura del fluido en la superficie de transferencia de calor.

Cuando hablamos de un sistema en el que la convección es natural, el fluido no tiene una velocidad característica, por lo que, en lugar del *Reynolds*, utilizaremos el *número de Grashof*.



$$Gr = \frac{g * \beta_t * \rho^2 * L^3 * \Delta T}{\mu^2}$$

(5.3.2.7)

En la ecuación, el término g es la aceleración de la gravedad y β_t el coeficiente de expansión volumétrica. El *número de Grashof* representa la relación entre las fuerzas de empuje y las fuerzas viscosas del fluido.

Otro número adimensional utilizado para tratar con la convección natural es el *número de Rayleigh*, que es el producto del *Grashof* y el *Prandtl*.

$$Ra = Gr * Pr$$

(5.3.2.8)

Los números adimensionales de los que hemos hablado hacen referencia a la transferencia de calor, no obstante, hay otros factores adimensionales que nos permiten conocer la caída de presión en un sistema.

Uno de ellos es el factor de fricción, f , que se relaciona con la caída de presión para flujos internos de la siguiente forma:

$$\Delta p = \frac{f * L}{D_e} \frac{G^2}{2 * \rho}$$

(5.3.2.9)

Para flujos externos, el factor de arrastre, C_D , relaciona la fuerza de arrastre con la energía cinética del fluido:

$$F_D = C_D * A_f * \frac{\rho * V_\infty^2}{2}$$

(5.3.2.10)

Donde

A_f es el área proyectada del objeto

V_∞ es la velocidad de flujo libre

Además de estos números adimensionales, la transferencia de calor por convección varía en función de muchos factores, por lo que, dependiendo de cada



caso, se empleará un método u otro para hacer su cálculo. El tipo de flujo, si se producen cambios de fase y las diversas geometrías de todos los tipos de intercambiadores son algunas de las razones por las que se emplearán diversas correlaciones en las que intervienen estos números adimensionales y otros términos. (P. Incropera & P. de Witt, 1999)

6. INTERCAMBIADORES DE CALOR

6.1. Clasificación de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten el flujo de energía térmica entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas. Son empleados en una gran variedad de aplicaciones, como por ejemplo la producción de energía, en procesos de las industrias química, alimentaria, electrónica, para recuperación de calor residual, refrigeración y aire acondicionado, etc.

Pueden ser clasificados en función de los siguientes criterios básicos:

1. Recuperadores/regeneradores.
2. Procesos de transferencia: contacto directo e indirecto.
3. Geometría de construcción: tubos, placas...
4. Tipo de transferencia de calor: una fase y dos fases.
5. Tipo de flujo: en paralelo, contraflujo o cruzado.

6.2. Intercambiadores de carcasa y tubos

Los intercambiadores de carcasa y tubos son los intercambiadores más versátiles. Tienen ratios de transferencia de calor relativamente grandes en proporción a sus áreas y volúmenes, pueden ser diseñados para trabajar con altas presiones y ofrecen una limpieza sencilla. Otorgan gran flexibilidad para cumplir cualquier requisito de funcionamiento y debido a la facilidad de sus métodos de diseño y adquisición de elementos de construcción, lo hacen ideal para nuestra tarea.

Estos intercambiadores de calor consisten en un haz de tubos redondos montados en el interior de una carcasa cilíndrica y cuyos ejes son paralelos. En ellos, un fluido circula por el interior de los tubos, mientras que el otro atraviesa el interior de la carcasa realizando cambios de dirección gracias a unas placas deflectoras.

Los componentes principales de estos intercambiadores son: el haz de tubos, la carcasa, el cabezal frontal, el cabezal trasero y los deflectores.

Dependiendo del uso que vayan a tener, existen grandes diferencias entre este tipo de intercambiadores

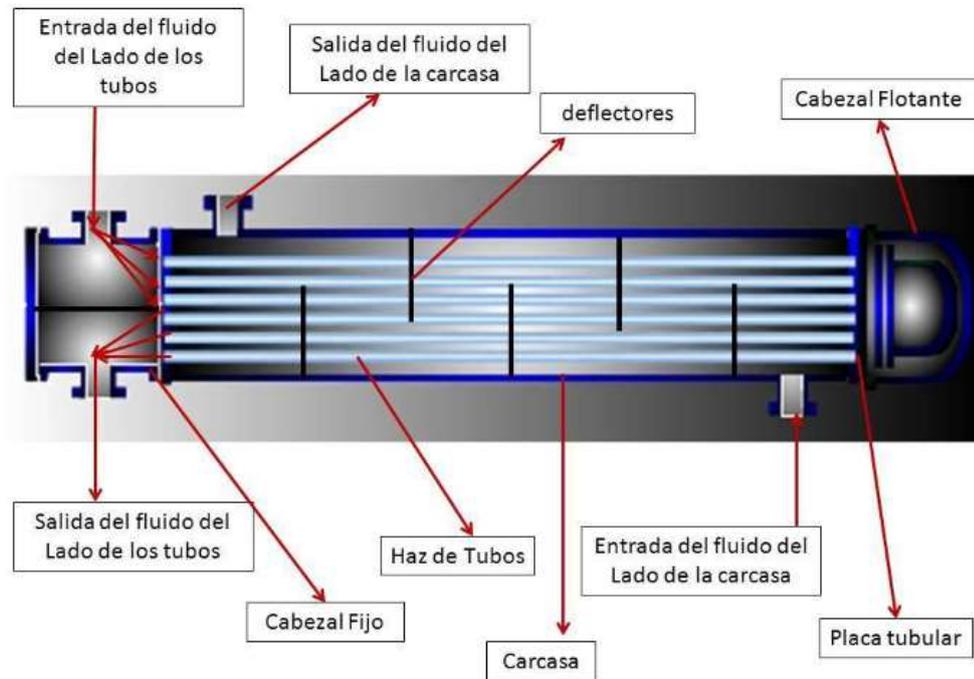


Figura 6.2.1 Esquema de un intercambiador simple de carcasa y tubos. Fuente: (Wikipedia, 2010)

6.2.1. Tipos de carcasas

Los distintos tipos de carcasas y de cabezales empleados en estos equipos, han sido estandarizados por TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). A continuación, vemos una imagen con la clasificación de todos los cabezales y los tipos de carcasa:

	Front end stationary head types		Shell types		Rear end head types
A	 Channel and removable cover	E	 One pass shell	L	 Fixed tubesheet like "A" stationary head
B	 Bonnet (integral cover)	F	 Two pass shell with longitudinal baffle	M	 Fixed tubesheet like "B" stationary head
C	 Removable tube bundle only Channel integral with tubesheet and removable cover	G	 Split flow	N	 Fixed tubesheet like "N" stationary head
N	 Channel integral with tubesheet and removable cover	H	 Double split flow	P	 Outside packed floating head
D	 Special high pressure closure	J	 Divided flow	S	 Floating head with backing device
		K	 Kettle type reboiler	T	 Pull through floating head
		X	 Cross flow	U	 U-tube bundle
				W	 Externally sealed floating tubesheet

Figura 6.2.1.1 Tipos de cabezales y carcasas según la clasificación TEMA. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003)

6.2.2. Tipos de haces de tubos

Los objetivos principales de diseño para los haces de tubos se basan en el acomodamiento de la expansión térmica de los materiales, en la facilidad de su limpieza o en realizar el diseño más económico si el resto de las características no tienen mayor importancia.

La configuración de tubos en "U" permite la expansión independiente de los tubos y la carcasa, por lo que obtendremos una expansión térmica ilimitada. Esta configuración es la más económica ya que solo necesitaremos una placa de

conexión para los tubos. Por otra parte, esta configuración dificulta la limpieza del lado de los tubos y solo permite cierta cantidad de numero de pasos, además de que nos impide sustituir los tubos de forma individual excepto para los de las zonas exteriores.

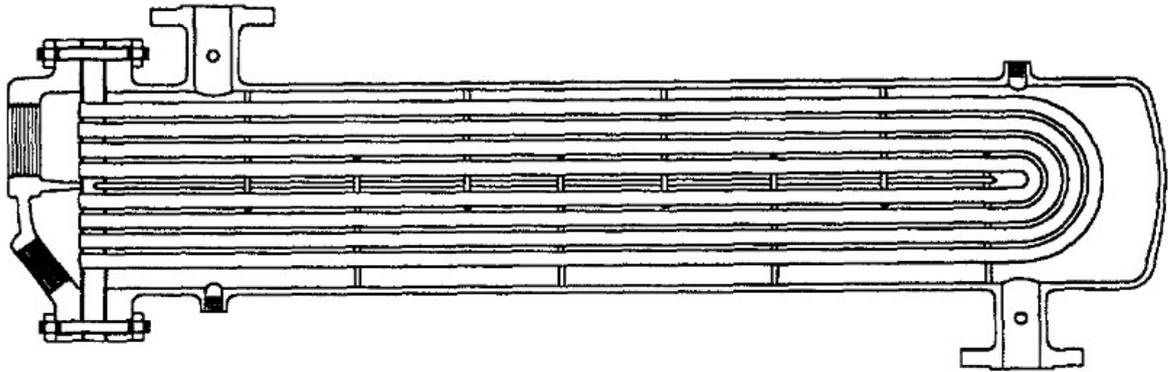


Figura 6.2.2.1 Esquema de un intercambiador con los tubos en "U". Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)



Figura - 6.2.2.2 Haz de tubos en "U" sin la carcasa. Fuente: (Zhangjiagang Maitan Metal Products Co., Limited, s.f.)

Otra posible configuración para el haz de tubos consiste en una placa fija para los tubos, en la que la carcasa va soldada a la placa por lo que no tendríamos acceso al exterior de los tubos para su limpieza. Este método tiene una expansión térmica limitada, pero que puede ser compensada mediante la instalación de unos fuelles

de expansión. Nos permite a substitución de tubos de forma individual, así como una limpeza do interior dos tubos bastante sencilla.

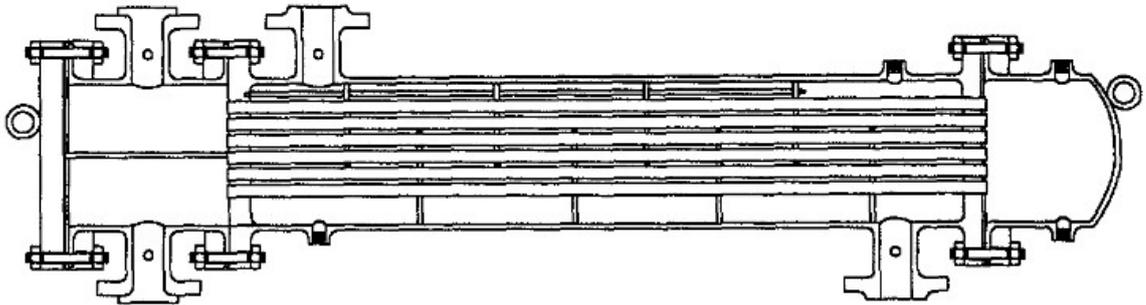


Figura 6.2.2.3 - Esquema intercambiador con placa de tubos fija. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)

Existen otros diseños semejantes al anterior, pero en los que decimos que la placa de los tubos flota, es decir, que se mueve con la expansión térmica. Para ello será instalado un cabezal flotante que permite un mayor acomodamiento entre los tubos y la carcasa cuando se produce la expansión. Este equipo permite retirar el haz de tubos con facilidad, por lo que es un buen diseño para unidades que generen muchas incrustaciones.

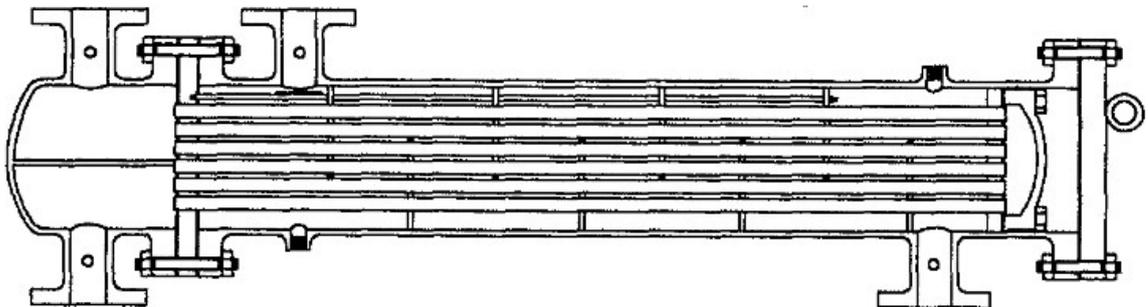


Figura 6.2.2.4 - Esquema intercambiador con cabezal flotante. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)

6.2.3. Disposición de los tubos

La disposición de los tubos es importante para lograr una transferencia de calor óptima y a su vez permitir la limpieza del equipo, por lo que elegir la distancia adecuada entre los tubos es esencial para el diseño. Para lograr ajustar correctamente estas distancias, la relación entre el espaciado entre tubos (Pitch) y el diámetro exterior de los tubos (d_0) estará entre 1,25 y 1,5. Si los tubos estuviesen muy juntos, la placa de sujeción sufriría y podría causar una rotura.

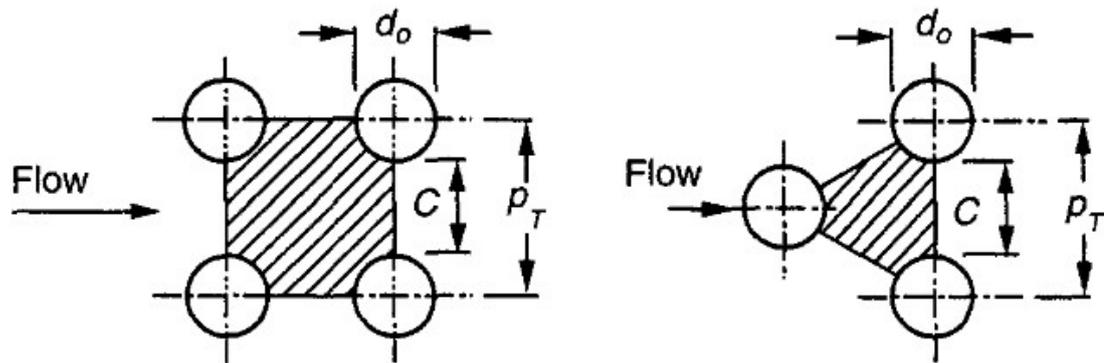


Figura 5.3.3.1 - Distancia entre tubos (Pitch). Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)

La disposición que pueden tener los tubos está estandarizada. La cantidad de tubos que pueden introducirse en la carcasa dependen de varios factores: el diámetro exterior de los tubos, la distancia entre tubos, el número de pasos y el diámetro de la carcasa.

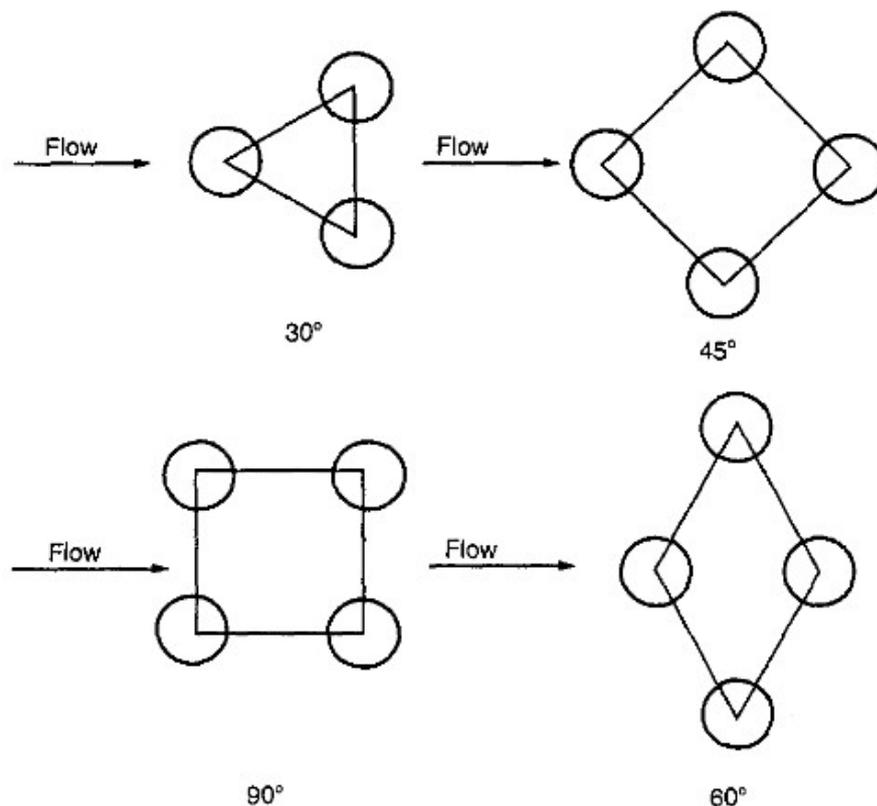


Figura 5.3.3.2 - Distintas disposiciones de los tubos. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)

La disposición en forma triangular es la más utilizada habitualmente, ya que es la más compacta y la que posee un mejor coeficiente, pero tiene el problema de que

resulta imposible de limpiar y que debe ser utilizada únicamente con placas tubulares fijas.

La disposición cuadrada funciona bien en sistemas de evaporación y se utiliza con cabezal flotante y la cuadrada girada suele usarse para condensación y ofrece un mejor coeficiente a velocidades bajas.

6.2.4. Tipos de deflectores y geometría

Los deflectores del intercambiador cumplen una función doble: sujetan los tubos de forma que tengan mayor rigidez estructural evitando que estos queden colgando y que les afecten las vibraciones y también redirigen el fluido del lado de la carcasa para que atraviese el haz de tubos, de forma que obtengamos un mayor coeficiente de transferencia de calor.

Los deflectores pueden clasificarse según su orientación como longitudinales o transversales.

Los transversales pueden clasificarse como deflectores de placa o de varilla, siendo más comunes los de placa. A continuación veremos ejemplos de ambos tipos.

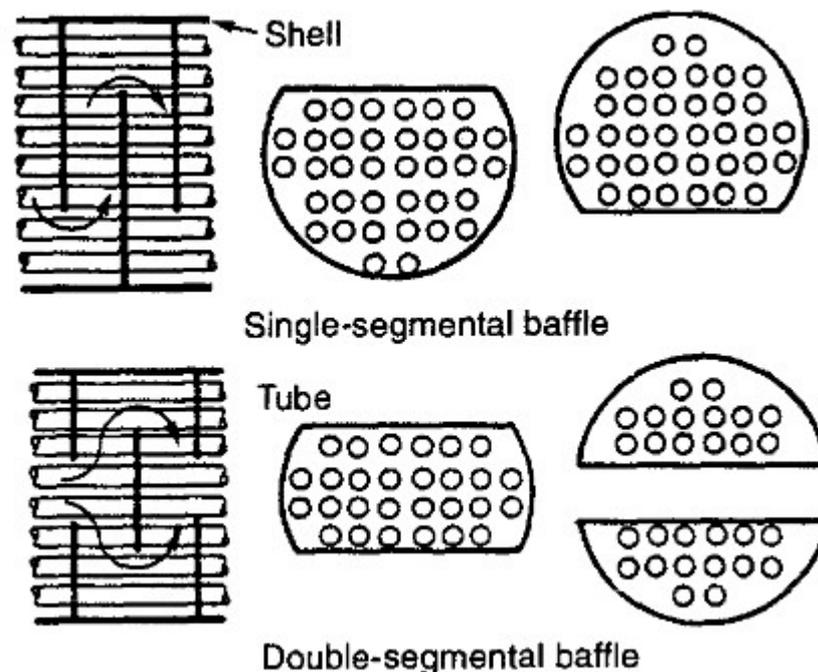


Figura 6.2.4.1 - Algunos tipos de deflectores de placa. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)

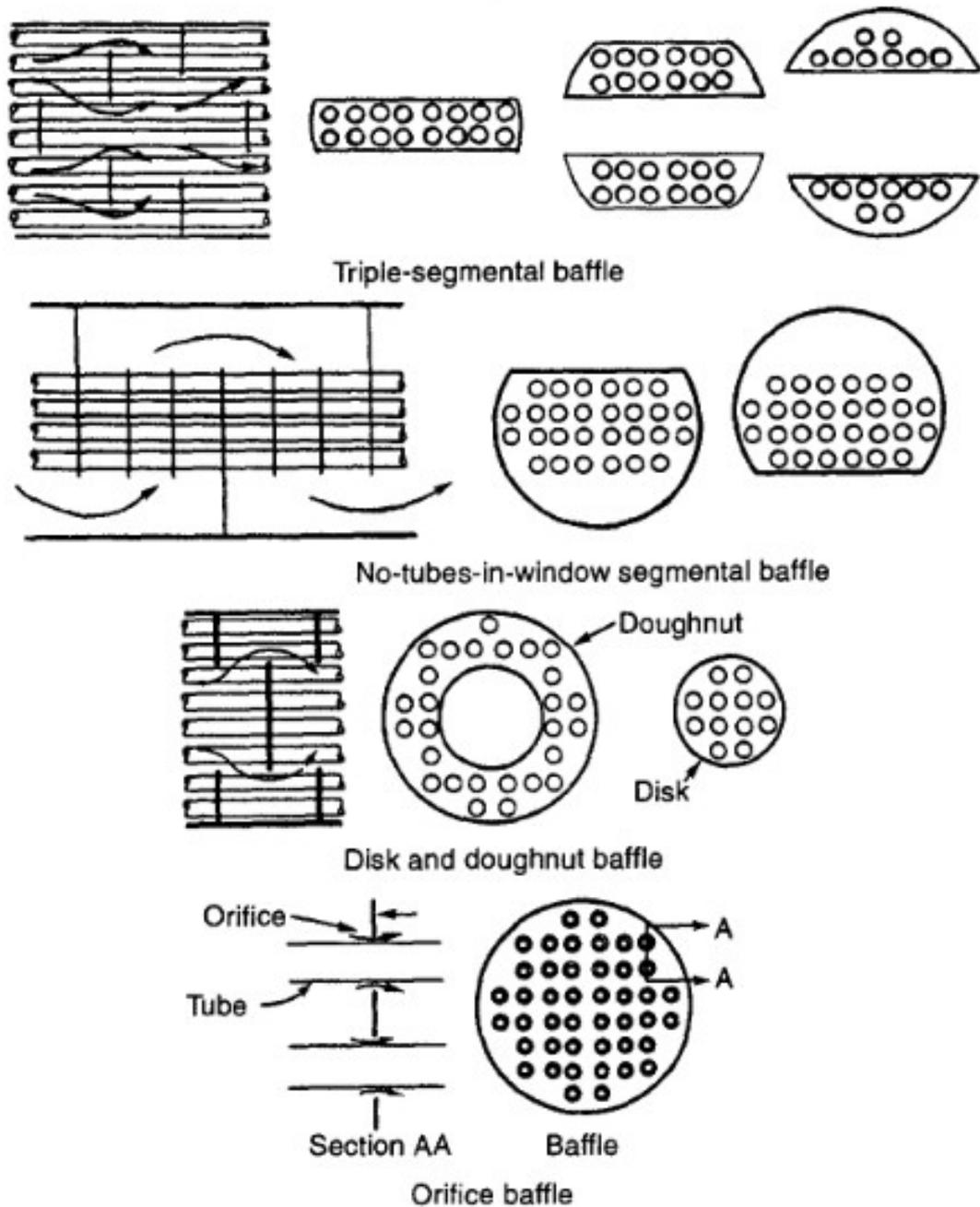


Figura 6.2.4.2 - Más deflectores de placa. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)

La clase más utilizada son los simples y los dobles, ya que orientan el caudal con mayor efectividad a través de los tubos, no obstante, debemos elegir cuidadosamente la distancia entre ellos.

La distancia ideal entre este tipo de deflectores debe estar comprendida entre un 0,4 y un 0,6 del diámetro de la carcasa y se recomienda que el corte de los deflectores se aproximadamente de un 25-30%.

En cuanto a los deflectores de varilla, estos están formados por varillas formando una rejilla, por lo que el flujo es prácticamente longitudinal y genera muy poca caída

de presión. Se utilizan generalmente para condensadores verticales y recalentadores.

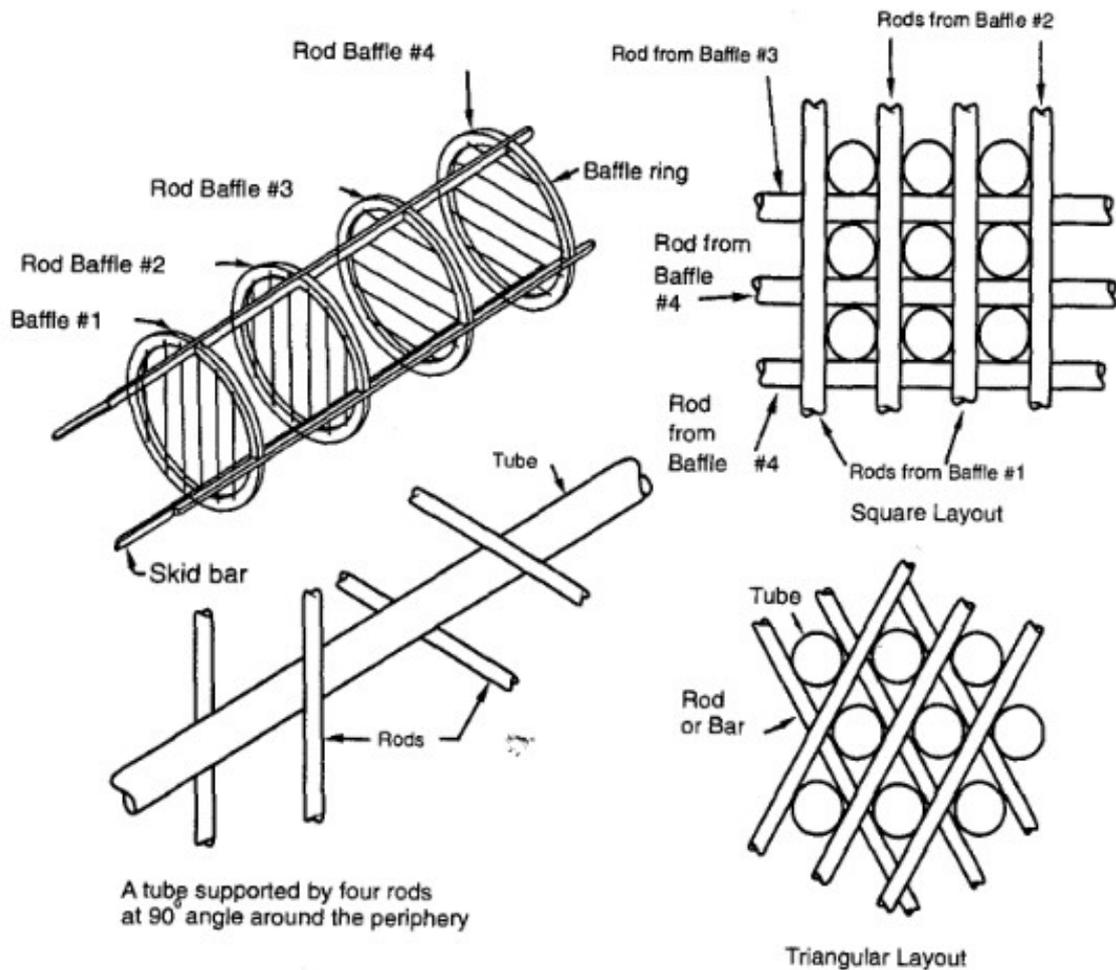


Figura 6.2.4.3 - Tipos de deflectores de varilla. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)

6.3. Intercambiadores de calor compactos

Los intercambiadores de calor compactos son aquellos que tienen una densidad de superficie superior a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ aproximadamente. Es decir, que encierran superficies superiores a 700 m^2 por cada metro cúbico de volumen que poseen como veremos en la imagen a continuación. Estos también son llamados microintercambiadores de calor si su densidad de superficie se encuentra por encima de los $10000 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Pueden ser vistos especialmente cuando uno de los fluidos es gas, y en procesos industriales que requieren intercambio de calor entre dos gases o entre un líquido y un gas. Por ejemplo, son utilizados en condensadores y evaporadores en las industrias de refrigeración y aire acondicionado, enfriadores de aceite en aviación, intercoolers de compresores y en la industria espacial. También son empleados en

procesos criogénicos, industria electrónica y procesos de conservación, conversión y recuperación de energía. (W. M. & London, 2018)

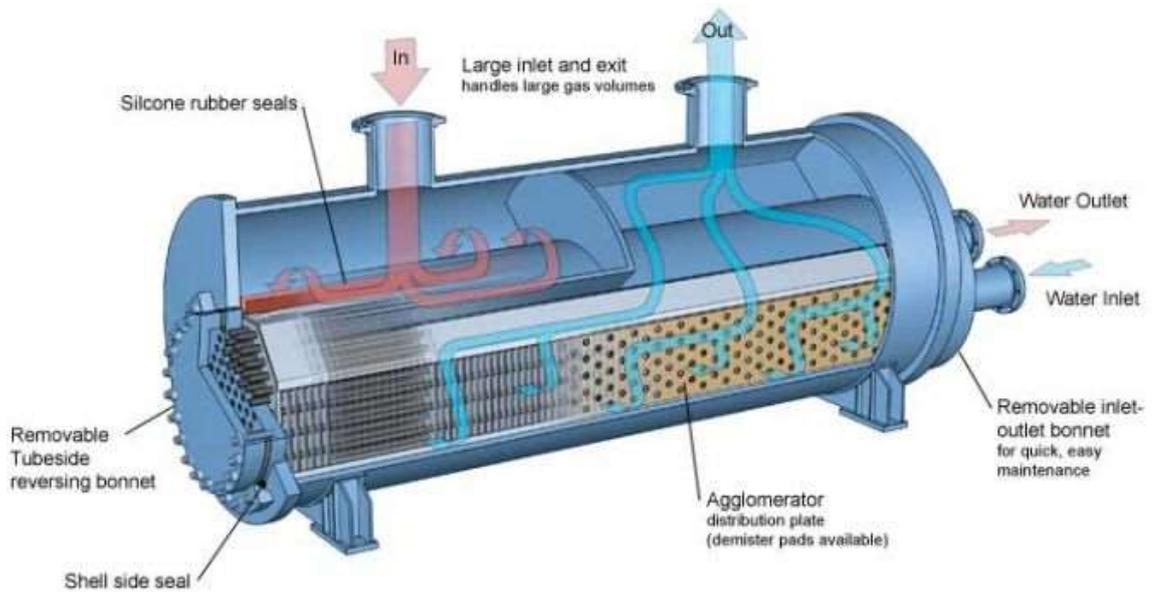


Figura 6.3.1 - Ejemplo de intercambiador compacto. Fuente: (Direct Industry, s.f.)

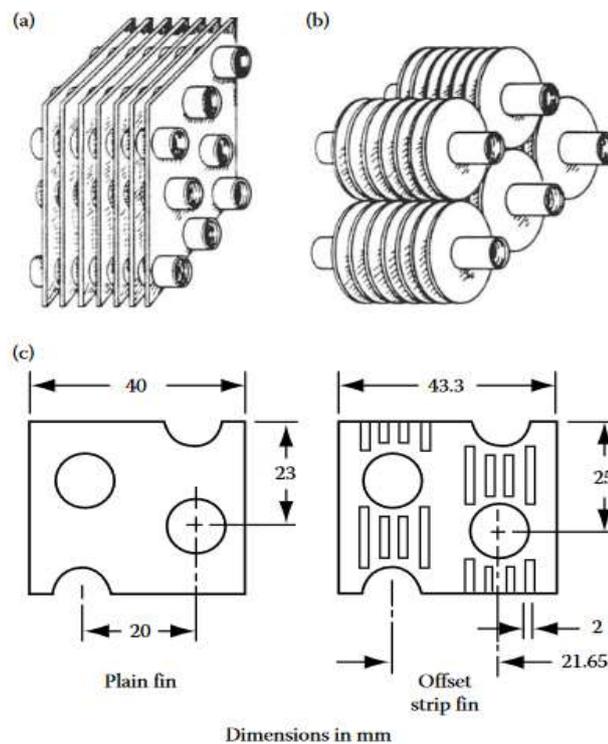


Figura 6.3.2 - Configuraciones para intercambiadores compactos con tubos circulares: (a) placa de aleta y tubos para gases; (b) tubos con aletas individuales; (c) aleta plana y aleta desplazada. (Kakaç, Hongtan, & Anchara, 2012)

La principal característica que diferencia este tipo de intercambiadores respecto a los demás es que el interior de estos suele estar formado por placas paralelas

conectadas entre sí por otras placas metálicas perpendiculares y con una superficie aumentada entre las placas como observamos en la imagen.

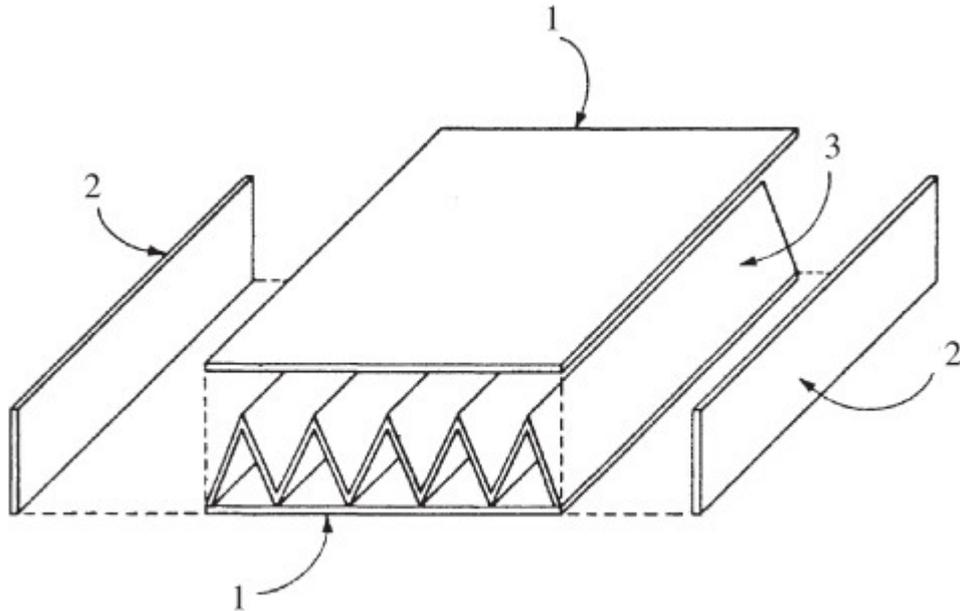


Figura 6.3.3 - Vista explosionada del interior de un intercambiador compacto. (1) Placas; (2) Conexiones metálicas; (3) Aletas metálicas longitudinales. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003)

La disposición de las placas permite que se cree un canal por el que pueden circular los fluidos, al mismo tiempo que obtenemos una superficie extensa.

Podremos unir dos o más núcleos como el de la imagen anterior conectándolos a través de placas divisorias de modo que formen un sándwich como podremos ver en la próxima imagen.

De esta manera, podremos crear un intercambiador por el que circulen dos o más fluidos. Para hacer esto, los fluidos se introducirán alternativamente en cada uno de los núcleos que hemos definido a través de cabezales y abandonarán el intercambiador a través de otros cabezales ubicados en el lado opuesto del equipo. El tamaño de los canales no tiene por qué ser el mismo para los fluidos involucrados, ni tener el mismo tipo ni número de aletas. Esto está determinado por el coeficiente de transferencia de calor obtenido y la caída de presión admisible para cada uno de los fluidos. De este modo, si uno de los dos fluidos posee un coeficiente de transferencia de calor muy superior al del otro, no sería necesario añadir aletas ni otras mejoras a los canales por los que este circule.

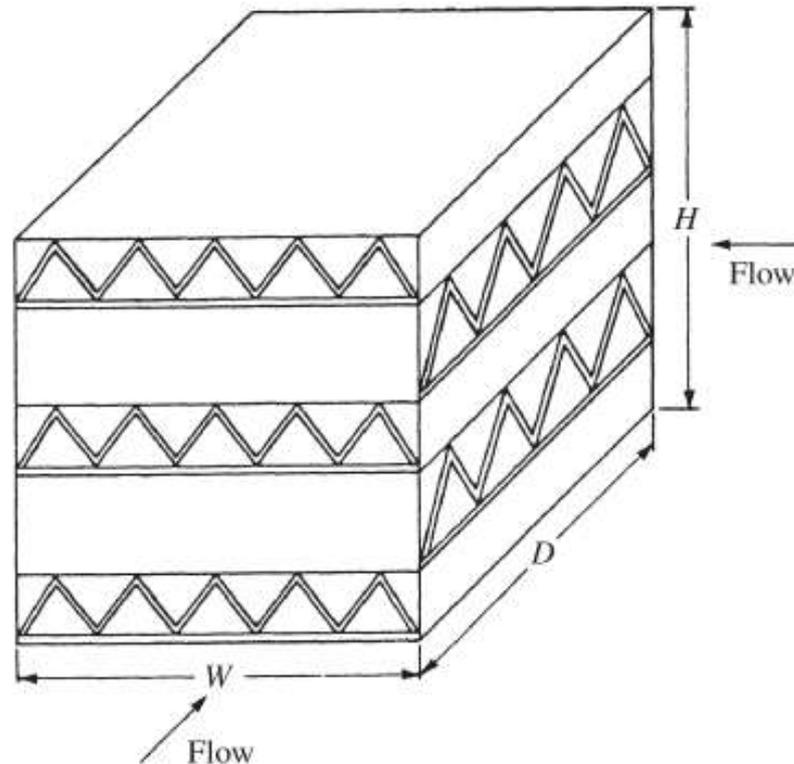


Figura 6.3.4 - Intercambiador compacto de flujo cruzado sin cabezales. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003)

6.3.1. Mejora de la transferencia de calor

El objetivo de este tipo de intercambiadores es obtener un equipo que realice el intercambio de calor de manera más eficiente al mismo tiempo que reducimos los costes de fabricación. Para hacer esto, se realizarán mejoras de manera que podamos emplear un equipo de tamaño reducido para un proceso determinado.

En función del uso concreto que vaya a tener el intercambiador, se utilizarán superficies planas o mejoradas para realizar la transferencia de calor. De este modo podremos mejorar dos factores: el aumento del coeficiente de transferencia y el aumento de la superficie.

La transferencia de calor entre una pared y un fluido viene dada por la siguiente expresión:

$$Q = h * A * (T_w - T_f) \quad (6.3.1.1)$$

o

$$Q = (h * A)_p * (T_w - T_f) \quad (6.3.1.2)$$



La relación entre el factor hA de una superficie mejorada y el de una superficie lisa, es conocido como la relación de mejora, que es:

$$E = \frac{hA}{(hA)_p} \quad (6.3.1.3)$$

Existen distintos métodos para incrementar el valor del factor hA :

1. El coeficiente de transferencia de calor puede ser aumentado sin aumentar la superficie.
2. La superficie puede ser aumentada sin que se aprecien cambios en el coeficiente de transferencia de calor.
3. Tanto el coeficiente de transferencia de calor como la superficie pueden verse incrementados

La ecuación que define la transferencia de calor para una superficie aleteada es la siguiente:

$$Q = \eta hA * (T_w - T_f) \quad (6.3.1.4)$$

en la cual

$$\eta = \left[1 - \frac{A_f}{A} * (1 - \eta_f) \right] \quad (6.3.1.5)$$

donde A es el área total de la superficie aleteada. El flujo de calor total, Q , puede determinarse a través de la siguiente expresión:

$$Q = UA\Delta T_m \quad (6.3.1.6)$$

El término UA es la inversa de la resistencia térmica global, que se expresa de la siguiente manera:



$$R_t = \frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_i h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{\eta_i A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_o A_o} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o}$$

(6.3.1.7)

Esta expresión incluye los términos que representan las incrustaciones generadas en ambos lados del intercambiador, ya que estas deben ser tenidas en cuenta en las superficies mejoradas.

A través de las ecuaciones podemos ver que si obtenemos un mayor valor del término UA o reducimos la resistencia térmica total podremos mejorar el rendimiento del equipo. De esta manera, la introducción de estas mejoras se traducirá en lo siguiente:

1. Conseguiremos reducir el tamaño del intercambiador de calor. Si la cantidad de calor a transferir y la diferencia de temperaturas se mantienen constantes, podremos reducir el tamaño del dispositivo. Si mantenemos las temperaturas de entrada y la longitud del equipo aumentaremos la tasa de intercambio de calor.
2. Si la longitud total (L) y la cantidad de calor transferido (Q) son constantes, la diferencia media de temperaturas (ΔT_m). De este modo tendremos una mayor eficiencia y permite reducir los costes de operación.
3. Si queremos transferir una determinada cantidad de calor (Q) podremos reducir la energía de bombeo. Sin embargo, al hacer esto, reduciremos la velocidad a la que trabaja el intercambiador con superficie mejorada respecto a una superficie plana.

La elección de alguna de las mejoras se basará en la labor que tenga que desempeñar el intercambiador, siendo generalmente lo más importante la reducción de su tamaño.

El coeficiente de transferencia de calor de una superficie mejorada viene dado por el módulo de Colburn (J) y el factor de fricción de la superficie f que se estudian como función del número de Reynolds.

$$j = \frac{h}{G * c_p} * Pr^{2/3}$$

(6.3.1.8)



$$Re = \frac{(G * D_h)}{\mu} \quad (6.3.1.9)$$

En la ecuación, el término D_h es el diámetro hidráulico, μ es la viscosidad dinámica y G es el producto de la máxima velocidad másica y la densidad del fluido, que se puede expresar de la siguiente forma:

$$G = \frac{\dot{m}}{\sigma * A_{fr}} \quad (6.3.1.10)$$

Donde \dot{m} es el caudal másico, σ es la relación entre el área de flujo libre y el área frontal y A_{fr} es el área frontal del intercambiador.

6.3.2. Caída de presión

En un intercambiador compacto, la caída de presión es un factor de diseño que debe tenerse en cuenta. Esta caída de presión en los intercambiadores de placas aleteadas (que es el tipo de intercambiador que más nos interesa), está formado por cuatro componentes: (1) la caída de presión en la entrada, que se produce cuando el fluido pasa del cabezal a la sección aleteada; (2) la caída de presión debida al rozamiento en la sección aleteada; (3) la caída (o aumento) de la presión en la salida, cuando pasa de la sección aleteada al cabezal de salida; y (4) la caída de presión debida a los cambios de velocidad en el interior del intercambiador producida por las variaciones en la densidad del fluido. La caída total de presión puede describirse de la siguiente manera:

$$\Delta p = N_{VH} * \frac{G^2}{2 * \rho_1} \quad (6.3.2.1)$$

En esta ecuación, el término N_{VH} representa el sumatorio de las cuatro posibles pérdidas de presión que hemos enumerado:



$$N_{VH} = K_1 + \frac{f * L * \rho_1}{D_e \rho_m} + K_2 * \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right) + 2 * \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \quad (6.3.2.2)$$

Los parámetros ρ_1 , ρ_2 y ρ_m son las densidades de entrada, salida y media, respectivamente. Los términos K_1 y K_2 son los coeficientes mínimos de pérdidas de entrada y salida. Estos últimos son presentados como términos del coeficiente de contracción K_c y del coeficiente de expansión K_e y del cociente entre el área de flujo libre y el área frontal del intercambiador $\sigma = A_{ff}/A_{fr}$

$$K_1 = K_c + (1 - \sigma^2) \quad (6.3.2.3)$$

$$K_2 = K_e - (1 - \sigma^2) \quad (6.3.2.4)$$

6.3.3. Clasificación de los intercambiadores de calor compactos

Existen diversos métodos para incrementar la transferencia de calor, y en función de la forma en la que conseguimos esta mejora, pueden clasificarse de dos maneras: (1) métodos activos, que necesitan una energía externa a la superficie (campos eléctricos, vibración de la superficie...) y (2) métodos pasivos, que utilizan superficies con geometrías específicas para aumentar el área de intercambio, y son las que se aplican generalmente en el diseño de intercambiadores compactos.

En este apartado, hablaremos sobre la clasificación de los intercambiadores de calor compactos que emplean métodos pasivos. Estos son clasificados por la clase de elementos compactos que utilizan, siendo los más comunes los de placas y tubos aleteados.

1. Tubos circulares y tubos circulares aplanados. Son la superficie más simple para un intercambiador compacto. Se clasifican como ST para indicar tubos rectos (Straight tubes); FT para tubos aplanados (Flattened tubes); y FTD para referirse a tubos en cuyo interior hay hoyuelos (Flattened dimpled tubes). En estos últimos, la geometría con hoyuelos nos permite aumentar la transferencia de calor sin incrementar la velocidad del fluido.
2. Superficies tubulares. Consisten en un conjunto de tubos de diámetros reducidos (entre 0,9535 y 0,635 cm) utilizados en situaciones en las que no



necesitamos la robustez y facilidad de limpieza de un intercambiador convencional de carcasa y tubos.

3. Superficies con flujo normal a hileras de tubos lisos. Se trata de tubos redondeados acoplados en aletas, las cuales admiten un número determinado de filas de tubos. Las aletas pueden tener agujeros estampados con el objetivo de mejorar la resistencia de contacto o como forma de separar aletas consecutivas.
4. Superficies con placas aleteadas. Diferenciaremos los distintos tipos de placas con aletas de la siguiente forma:
 - a. Las *aletas planas* están caracterizadas por canales largos e ininterrumpidos por los que circula el fluido, y están definidas por un número que indica la cantidad de aletas por pulgada. Los canales de flujo pueden tener también forma triangular, lo cual se indicará con el numeral característico seguido de la letra T.
 - b. Las *aletas con pliegues* se caracterizan por estar cortadas y dobladas en el interior de los canales de flujo a intervalos constantes, y están definidas por una fracción que indica la longitud de la aleta (en pulgadas) en la dirección del flujo seguida de un número que indica la cantidad de aletas por pulgada.
 - c. Las *aletas en tiras* se definen de la misma manera que las que tienen pliegues. Utilizamos los sufijos D y T para indicar si se trata de montones dobles o triples. Esta configuración también puede ser conocida como *aletas desplazadas*.
 - d. Las *aletas onduladas* están caracterizadas por estar curvadas. Producen cambios en la dirección del fluido al igual que las aletas con pliegues y las de tiras. Se definen igual que las plegadas, pero siempre van acompañadas por la letra W.
 - e. Las *aletas perforadas* tienen agujeros cortados en su superficie. También se definen por el número de aletas por pulgada seguido de la letra P.
5. Superficies con tubos aleteados. Los tubos circulares con aletas radiales en espiral se identifican con las letras CF seguidas de dos números. El primero de ellos indica el número de aletas por pulgada y el segundo hace referencia



al tamaño nominal del tubo. En tubos circulares con aletas continuas, los números indican lo mismo, pero prescindiremos del prefijo.

6. Superficies matriciales. Son las que se emplean para equipos regenerativos, como pueden ser los precalentadores rotativos. Se utilizan metales capaces de absorber calor sin fricción del fluido cuando están en contacto con el fluido caliente y de ceder este calor al lado frío cuando al rotarlo, entra en contacto con este.

A continuación, podremos ver algunos ejemplos del interior de un intercambiador compacto con aletas en función de la geometría escogida para las aletas:

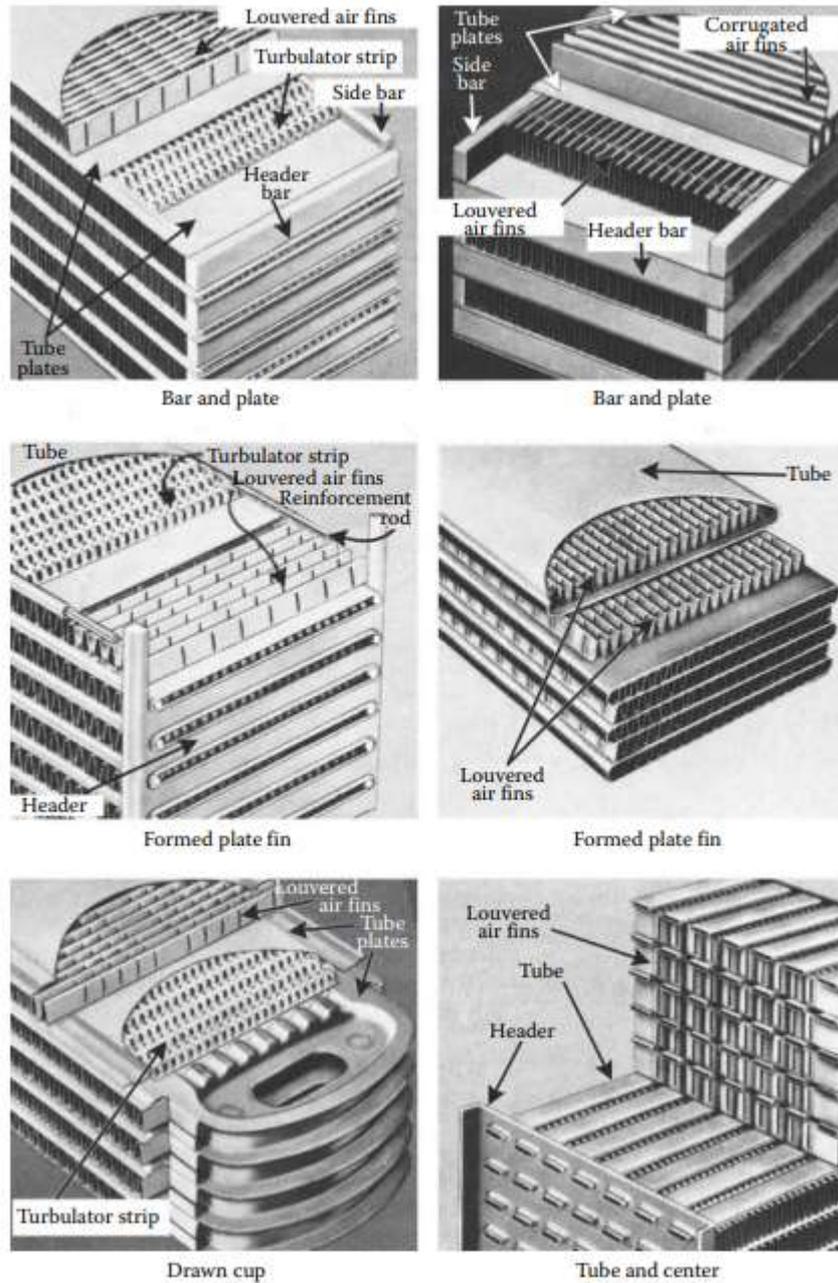


Figura 6.3.3.2.1 - Ejemplos de placas aleteadas en intercambiadores de calor compactos. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)

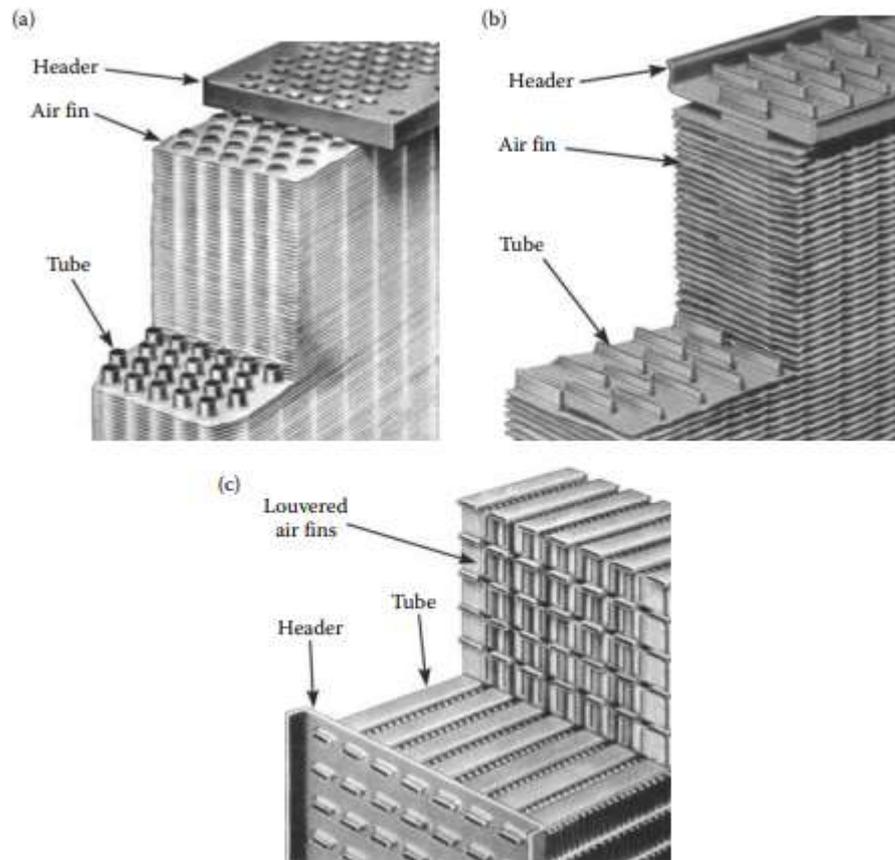


Figura 6.3.3.2.2 - Ejemplo de tubos aleteados en intercambiadores de calor compactos. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)

7. ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

En función del tipo de intercambiador de calor que vayamos a emplear, como ya hemos explicado, nos encontraremos con distintos tipos de elementos, por lo que utilizaremos diferentes métodos para su análisis y cálculo. No obstante, existen pasos comunes que explicaremos a continuación.

7.1. Coeficiente global de transferencia de calor

Una de las partes esenciales a la hora de analizar el funcionamiento de un intercambiador de calor es determinar el coeficiente global de transferencia de calor. Este coeficiente se determina teniendo en cuenta las resistencias de conducción y convección entre fluidos separados por paredes planas y cilíndricas compuestas, aunque estos resultados solo se aplican a superficies planas, es decir, sin aletas.

Para el cálculo de estas resistencias, debemos tener en cuenta los efectos producidos por el uso, es decir, sumar la resistencia generada por obstrucciones



debido a impurezas e incrustaciones. El valor de esta resistencia dependerá de la velocidad del fluido, de la temperatura y del tiempo que lleve en servicio el equipo. También agregarle aletas a la superficie, reduce la resistencia térmica a la transferencia de calor por convección. Teniendo en cuenta estas dos resistencias, podremos expresar el coeficiente global de transferencia de calor del siguiente modo:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{(\eta_0 h A)_c} + \frac{R_{f,c}''}{(\eta_0 A)_c} + R_w + \frac{1}{(\eta_0 h A)_h} + \frac{R_{f,h}''}{(\eta_0 A)_h} \quad (7.1.1)$$

En la ecuación, los subíndices c y h hacen referencia a los fluidos frío y caliente respectivamente. Cabe añadir que este coeficiente se calcula respecto a cada uno de los fluidos, ya que, aunque $U_c A_c = U_h A_h$, si las áreas son diferentes, también debe serlo el valor de U .

La resistencia de conducción R_w la obtenemos de las ecuaciones correspondientes ya sea para pared cilíndrica o plana. En cuanto al factor de impureza R_f'' , lo podremos encontrar tabulado en función del tipo de fluido que circule por el intercambiador. No obstante, es una variable que depende de las horas de operación que lleve el equipo.

Fluido	$R_f'' (m^2 K/W)$
Agua de mar y agua tratada para alimentación de calderas ($T < 50^\circ C$)	0,0001
Agua de mar y agua tratada para alimentación de calderas ($T > 50^\circ C$)	0,0002
Agua de río ($T < 50^\circ C$)	0,0002-0,001
Aceite de motor	0,0009
Líquidos refrigerantes	0,0002
Vapor (no aceitoso)	0,0001

Tabla 7.1.1 - Valores del factor de impureza para algunos fluidos. Fuente: (P. Incropera & P. de Witt, 1999)

El valor del factor η_0 es la eficiencia superficial global para una superficie con aletas. La definimos de forma que la transferencia de calor es:



$$q = \eta_0 * h * A * (T_b - T_\infty) \quad (7.1.2)$$

En la ecuación, T_b es la temperatura superficial en la base de las aletas y A es el área superficial total. La eficiencia superficial global se expresa del siguiente modo:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} * (1 - \eta_f) \quad (7.1.3)$$

Donde A_f es el área superficial de una aleta y η_f es la eficiencia de una sola aleta. En algunos casos, si por ejemplo el intercambio se produce a través de una pared delgada con una alta conductividad térmica, podremos omitir la resistencia correspondiente. También si se da el caso de que uno de los coeficientes de convección es muy superior al otro, será más importante a la hora de determinar el coeficiente global, esto se da, por ejemplo, cuando uno de los fluidos es un gas y el otro un líquido o una mezcla bifásica que se encuentre en ebullición o condensación.

En el caso de intercambiadores de tubos sin aletas, la ecuación que hemos definido anteriormente para el coeficiente global se expresaría de esta forma:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}''}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{R_{f,o}''}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (7.1.4)$$

En la ecuación, los subíndices i y o hacen referencia a las superficies interna y externa respectivamente, sin importar si por ellas circula el fluido caliente o frío.

Por lo tanto, determinaremos el coeficiente global de transferencia de calor a partir de los coeficientes de convección de los diferentes fluidos que intervengan en el proceso, los factores de impurezas e incrustaciones y a partir de las características geométricas del dispositivo.

A continuación, podremos ver una tabla con valores típicos para el coeficiente global de transferencia de calor para combinaciones de distintos fluidos:



Combinación de fluidos	$U(W/m^2 K)$
Agua con agua	850-1700
Agua con aceite	110-350
Condensador de vapor (agua en tubos)	1000-6000
Condensador de amoniaco (agua en tubos)	800-1400
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250-700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25-50

Tabla 7.1.2 Valores típicos para el coeficiente global con distintas combinaciones de fluidos.
Fuente: (P. Incropera & P. de Witt, 1999)

7.2. Método de la DMLT (Diferencia Media Logarítmica de Temperatura)

Cuando realizamos el diseño de un intercambiador de calor, relacionaremos el calor total transferido con parámetros como las temperaturas de entrada y salida, el área de intercambio y el coeficiente global de transferencia. Para emplear este método, asumiremos que las pérdidas de calor del intercambiador respecto al exterior son insignificantes y también despreciaremos las variaciones de energía cinética y potencial.

Si llamamos q a la transferencia total de calor entre los fluidos, aplicando un balance de energía, tendremos:

$$q = \dot{m}_h(i_{h,i} - i_{h,o}) \quad (7.2.1)$$

Y

$$q = \dot{m}_c(i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (7.2.2)$$

En las ecuaciones, i es la entalpía del fluido y los subíndices h y c se refieren a los fluidos caliente y frío y también i y o se refieren a la entrada y salida del fluido del intercambiador. Si consideramos el proceso en fase simple y tomamos la hipótesis de calores específicos constantes, las expresiones quedarán de la siguiente manera:

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (7.2.3)$$

y



$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (7.2.4)$$

Aquí, las temperaturas que consideramos serán las temperaturas medias del fluido en la entrada y la salida.

De estas ecuaciones podremos obtener otra que relaciona la transferencia de calor total con la diferencia de temperaturas de los fluidos, en la que

$$\Delta T \equiv T_h - T_c \quad (7.2.5)$$

Esta nueva expresión es una variante de la *Ley de enfriamiento de Newton*, pero empleando el coeficiente global de transferencia de calor (U) en lugar del coeficiente de convección (h).

$$q = UA \Delta T_m \quad (7.2.6)$$

En ella, debido a la variación de la ΔT a lo largo del intercambiador, trabajaremos con una diferencia de temperaturas media. Esta diferencia de temperaturas media es la diferencia de temperaturas media logarítmica, que se define de la siguiente forma:

$$DMLT = \Delta T_{mL} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (7.2.7)$$

Los valores de las diferencias de temperatura se tomarán en el mismo lado del intercambiador, es decir, cada uno de esos valores representará la diferencia entre el fluido caliente y frío a la entrada y a la salida del intercambiador. La evolución de las temperaturas se evaluará en función de la longitud del intercambiador como vemos en la imagen:

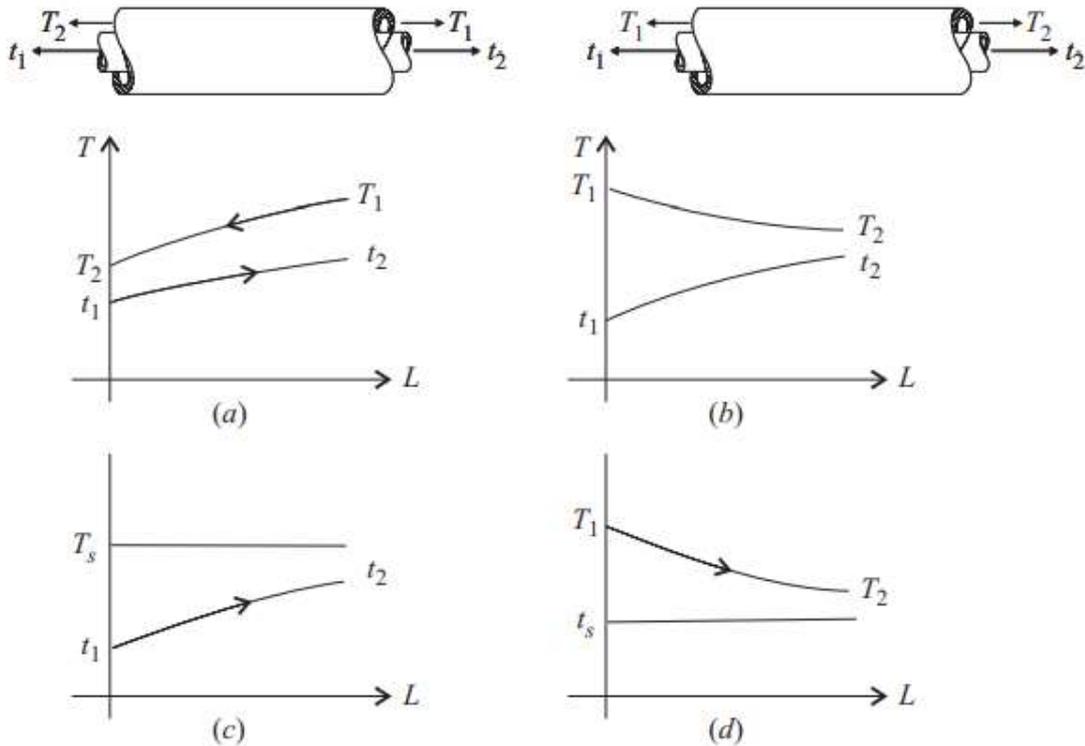


Figura 7.2.1 - Disposiciones para las cuales podemos calcular la diferencia media logarítmica de temperatura. (a) Contraflujo; (b) Flujo en paralelo; (c) Condensación del fluido caliente; (d) Evaporación del fluido frío. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003)

Si queremos emplear este método para analizar intercambiadores de flujo cruzado y pasos múltiples, podremos emplear las ecuaciones anteriores, pero debemos hacerle una modificación para la DMLT. De este modo introduciremos el factor de corrección F , que calcularemos en función de las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos.

$$q = UA \Delta T_m F \quad (7.2.8)$$

Para obtener el valor de F , dependeremos de la eficiencia de temperaturas en el intercambiador (P), de la tasa de capacidad calorífica (R) y de la geometría del equipo, por lo que utilizaremos gráficas diferentes para cada configuración del flujo de un intercambiador de calor.

Cabe añadir, que para los casos en los que un fluido realice un cambio de estado y por lo tanto su temperatura se mantenga constante o prácticamente invariable, el valor de P o R se hará cero, por lo que el valor de F se considerará igual a 1.

A continuación, veremos algunos de las múltiples gráficas que podemos encontrar para el cálculo de los factores de corrección F en diversos tipos de intercambiador de calor. (Bejan & Kraus, 2003)

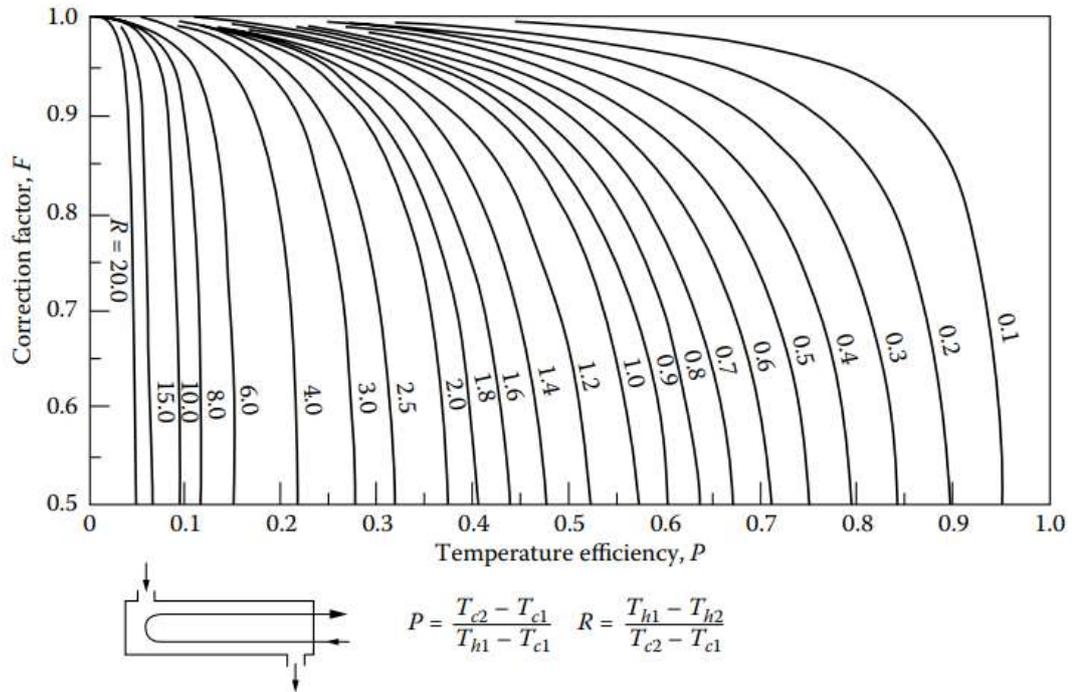


Figura 7.2.2 - Factor de corrección para intercambiador de carcasa y tubos con un paso por carcasa y un número par de pases de tubos. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003)

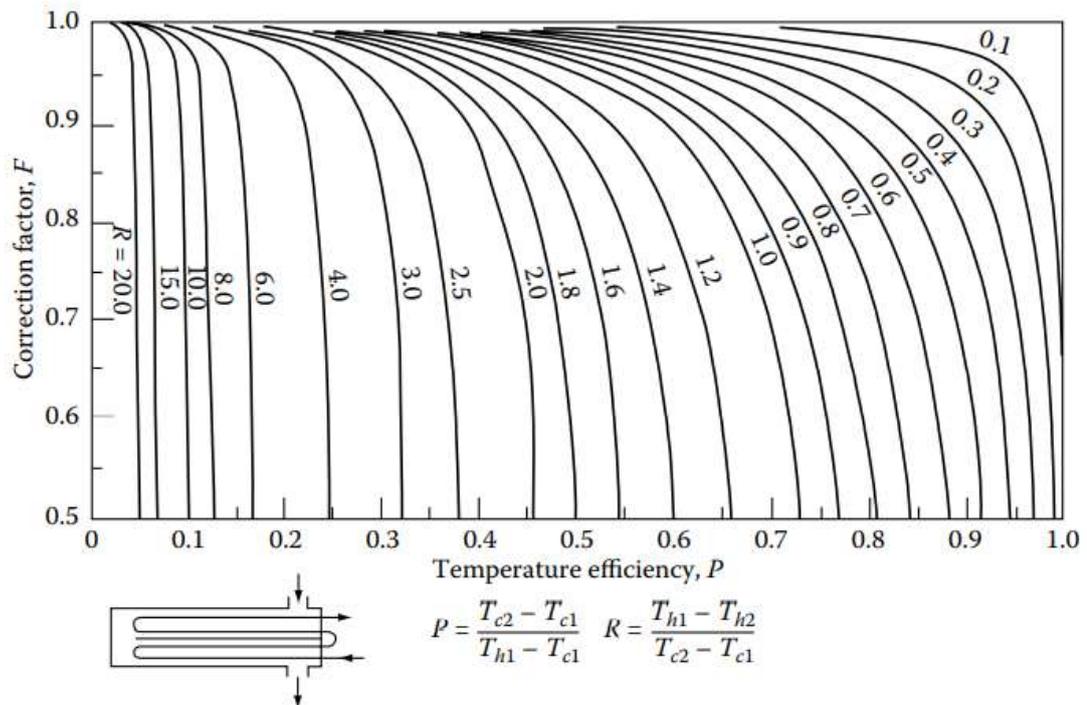


Figura 7.2.3 - Factor de corrección para un intercambiador de carcasa y tubos con dos pasos por carcasa y un número múltiplo de cuatro de pases de tubos. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003)

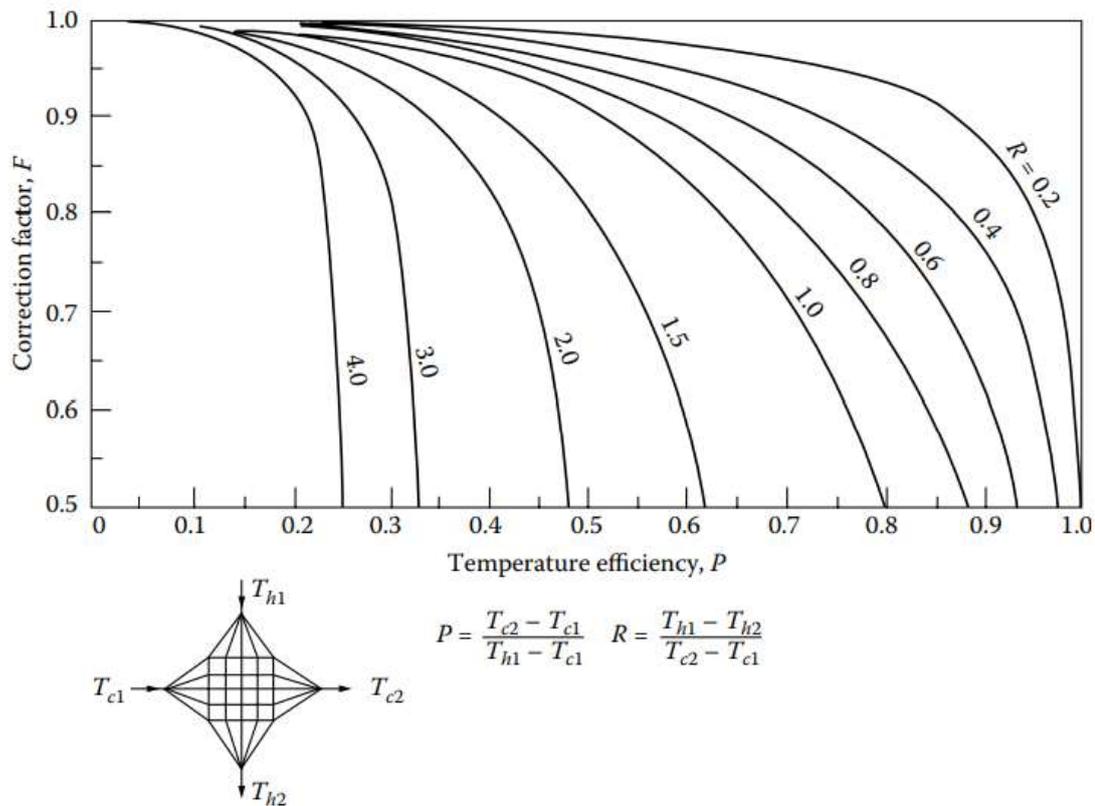


Figura 7.2.4 - Factor de corrección para un intercambiador de calor de flujo cruzado sin mezcla en ninguno de los fluidos. (Bejan & Kraus, 2003)

7.3. Método de eficiencia-NUT (Número de Unidades de Transferencia)

Cuando conocemos las temperaturas de entrada de los fluidos al intercambiador y las de salida están especificadas o se pueden calcular fácilmente aplicando un balance de energía, el método de la DMLT es fácil de aplicar. No obstante, cuando solo conocemos las temperaturas de entrada, es posible que resulte más sencillo utilizar el método de *eficiencia-NUT*.

En primer lugar, definiremos la eficiencia de un intercambiador de calor, pero para hacerlo, necesitamos conocer antes la máxima transferencia de calor posible, q_{max} , para ese intercambiador. Para ello debemos comparar las capacidades caloríficas de los fluidos y seleccionar la menor de ellas. La capacidad calorífica es el producto del caudal másico y el calor específico de cada uno de los fluidos.

$$C = \dot{m} c_p$$

(7.3.1)

Por lo tanto, para el cálculo de q_{max} utilizaremos la siguiente expresión:



$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (7.3.2)$$

Esta ecuación nos permite conocer la transferencia de calor máxima que podemos obtener con un intercambiador conociendo las temperaturas de entrada y los caudales.

Procederemos ahora a definir la eficiencia del intercambiador, ε , como el cociente entre la transferencia real de calor y la transferencia de calor máxima posible:

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{max}} \quad (7.3.3)$$

Empleando las ecuaciones anteriores, podremos por lo tanto definir la eficiencia de las siguientes formas:

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (7.3.4)$$

o

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (7.3.5)$$

La eficiencia es un parámetro adimensional y puede tomar valores comprendidos entre 0 y 1. Conociendo la eficiencia y las temperaturas de entrada al intercambiador, podremos calcular la transferencia real de calor con la siguiente expresión:

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (7.3.6)$$

Por último, definiremos el NUT, cuyas siglas significan *número de unidades de transferencia*. Se trata de un parámetro adimensional utilizado para el análisis de intercambiadores de calor:



$$NUT = \frac{UA}{C_{min}}$$

(7.3.7)

La relación entre la eficiencia (ε) del intercambiador y el NUT se calcula de forma diferente en función de la configuración del intercambiador de calor, ya que la eficiencia es función de determinadas características.

$$\varepsilon = f\left(NUT, \frac{C_{min}}{C_{max}}, \text{configuración del flujo}\right)$$

Por este motivo, se han elaborado muchas relaciones específicas de eficiencia-NUT para todo tipo de intercambiadores de tubos concéntricos, de coraza y tubos y de flujo cruzado. Por ejemplo, la siguiente relación, obtenida para el intercambiador de calor de flujo paralelo:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\{-NUT[1 + (C_{min}/C_{max})]\}}{1 + (C_{min}/C_{max})}$$

(7.3.8)

Asimismo, estas relaciones se pueden expresar a la inversa, pudiendo calcular el NUT a partir de la eficiencia.

Esas expresiones se representan de forma gráfica, de modo que a partir de la relación C_{min}/C_{max} y la eficiencia (ε) podremos obtener el NUT o, conociendo el NUT podremos obtener la eficiencia. (Barron F. & Nellis F., 2016)

A continuación, pondremos unos ejemplos de estas gráficas que relacionan el NUT, la eficiencia y la relación de capacidades:

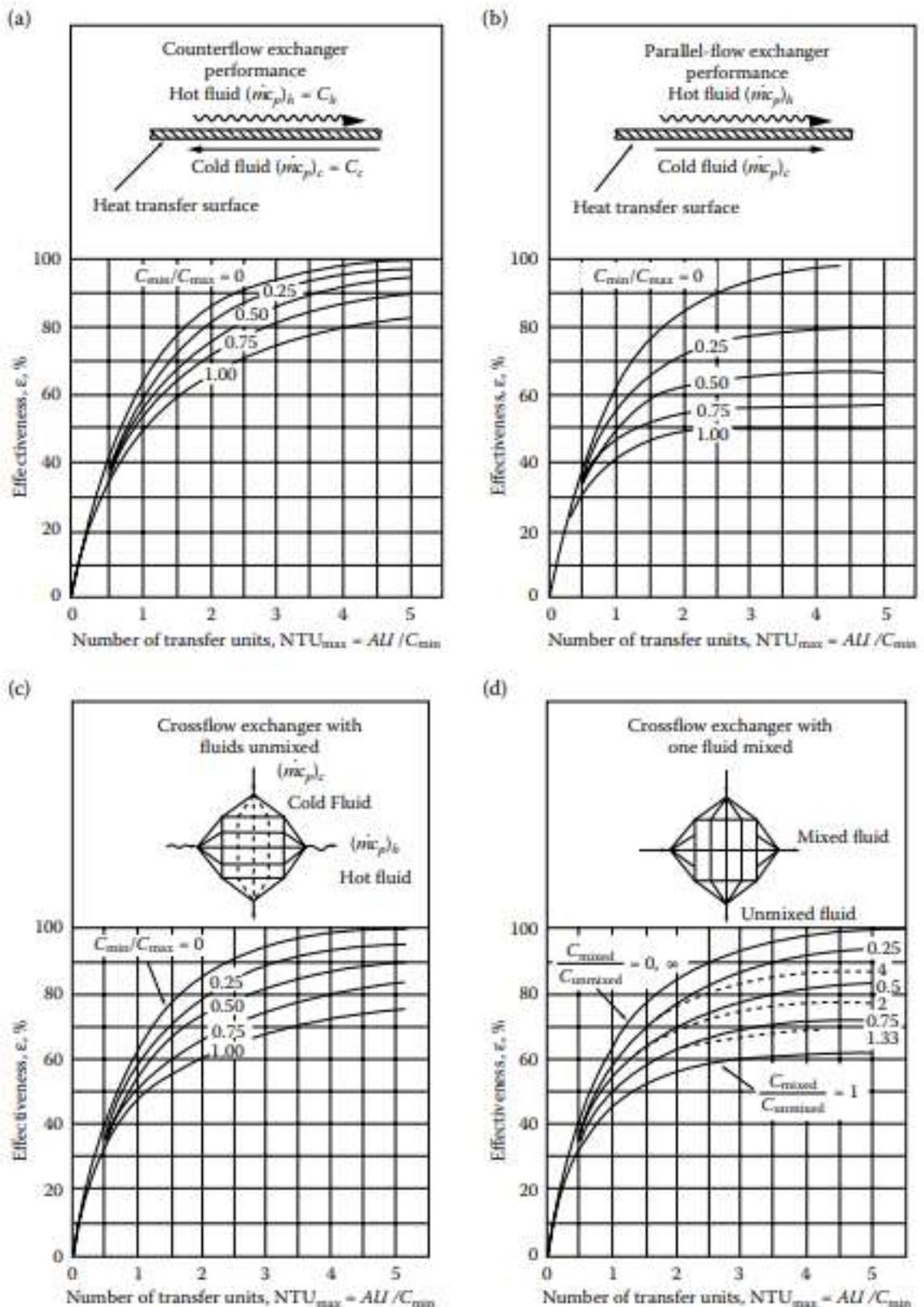


Figura 7.3.1 - Gráficas que relacionan efectividad y NUT para varios tipos de intercambiadores. (a) Contraflujo; (b) Flujo paralelo; (c) Flujo cruzado, fluidos sin mezcla; (d) Flujo cruzado, un fluido con mezcla. (Bejan & Kraus, 2003)



8. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR

Comenzaremos intentando diseñar un intercambiador de carcasa y tubos que se pueda adaptar a nuestras necesidades, siempre que las condiciones de trabajo lo permitan. Si obtenemos unos resultados prohibitivos, procederemos a elaborar el diseño de un intercambiador compacto para las mismas condiciones de operación. Para la realización de los cálculos emplearemos el programa EES, que nos ofrece información sobre los fluidos y los distintos tipos de intercambiadores de calor, así como distintas correlaciones y otros datos que nos ayuden a obtener un resultado lo más ajustado posible.

8.1. Consideraciones previas

Para realizar el diseño del intercambiador de forma adecuada, hay ciertas consideraciones que debemos tener en cuenta.

La primera de ellas será que, para simplificar todos los cálculos, consideraremos que el BOG está formado por metano en su totalidad.

El BOG entra como un gas sobrecalentado al intercambiador y lo abandona como líquido comprimido, por lo que habrá un cambio de fase que debemos tener en cuenta a la hora de calcular el calor transferido y el coeficiente de convección.

El etileno también entra próximo a su temperatura de saturación, por lo que se producirá su evaporación, lo cual aprovecharemos para enfriar el BOG y también será valorado para el cálculo del correspondiente coeficiente de convección.

Durante el proceso, nos encontraremos con zonas en las que los fluidos realicen cambios de fase. Para proceder al cálculo, tenemos dos opciones: considerar solo el intercambio de calor durante el cambio de fase o hacer el diseño como si se tratase de tres intercambiadores diferentes y finalmente sumar el área de transferencia total. Seleccionaremos el segundo método, ya que los calores sensibles de las fases de gas y líquido tienen un valor elevado, por lo que deben ser tenidos en cuenta.



Los datos de los que partiremos son los siguientes:

Estado	Fluido	Temperatura [°C]	Presión [kPa]	Caudal másico [kg/s]	Entalpía [kJ/kg]	Volumen específico [m³/kg]	Título
1	BO	-41,93	4000	2,481	-213,9	0,0247	-
2	BO	-98,19	4000	2,481	-658,9	0,0033	-
3	Etileno	-103,19	105	2,639	-596,37	0,0621	0,13
4	Etileno	-103,19	105	2,639	-177,96	0,4636	-

Tabla 8.1 - Propiedades iniciales de los fluidos. Fuente: (Baaliña Insua, Romero Gómez, Romero Gómez, & López Bernal, 2015)

Con estos datos podremos calcular el calor total que será transferido en el intercambiador:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{BO} * (h_1 - h_2) = 1104 \text{ kW}$$

De esta manera, tendremos diferentes coeficientes de convección para la fase gas, la fase de condensación y la fase de líquido, por lo que calcularemos por separado las áreas de intercambio de calor necesarias. Por este motivo crearemos una nueva tabla de datos en la que estén contemplados todos los cambios de fase del BO.

Estado	Fluido	Temperatura [°C]	Presión [kPa]	Caudal másico [kg/s]	Entalpía [kJ/kg]	Volumen específico [m³/kg]	Título
1	BO	-41,93	4000	2,481	-213,9	0,0247	-
2	BO	-87,04	4000	2,481	-405,2	0,0033	1
3	BO	-87,04	4000	2,481	-581,2		0
4	BO	-98,19	4000	2,481	-658,9		-
5	Etileno	-103,19	105	2,639	-596,37	0,4636	0,13
6	Etileno	-103,19	105	2,639	-177,96	0,4636	1

Tabla 8.1.8.2 - Propiedades de los fluidos. Fuente: (Original del autor)

Con esta última tabla y las gráficas con la evolución de los fluidos, podremos conocer el calor que debe ser transferido en cada etapa y comprobar si el intercambiador cumple los requisitos.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{BO} * (h_1 - h_2) = 474,7 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{BO} * (h_2 - h_3) = 436,7 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_3 = \dot{m}_{BO} * (h_3 - h_4) = 192,7 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 = 1104 \text{ kW}$$

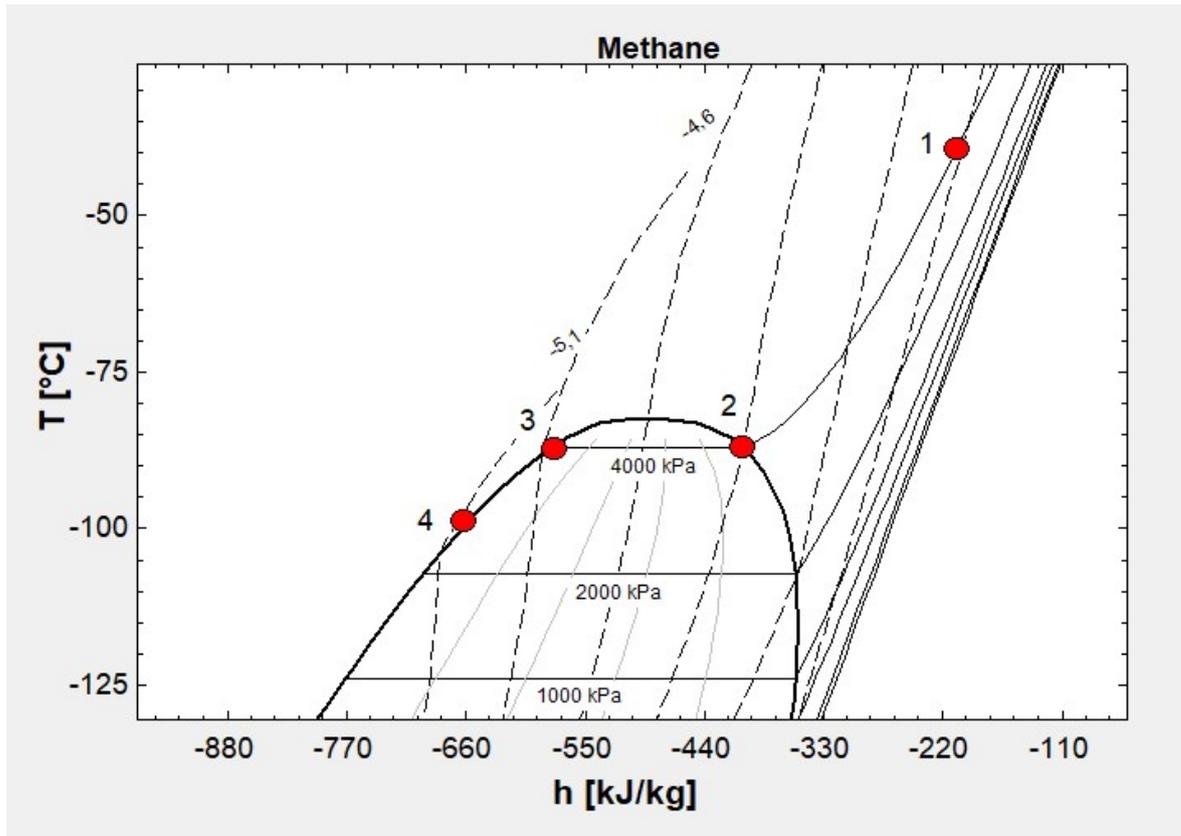


Figura 8.1 - Evolución del metano. Fuente: (Original del autor)

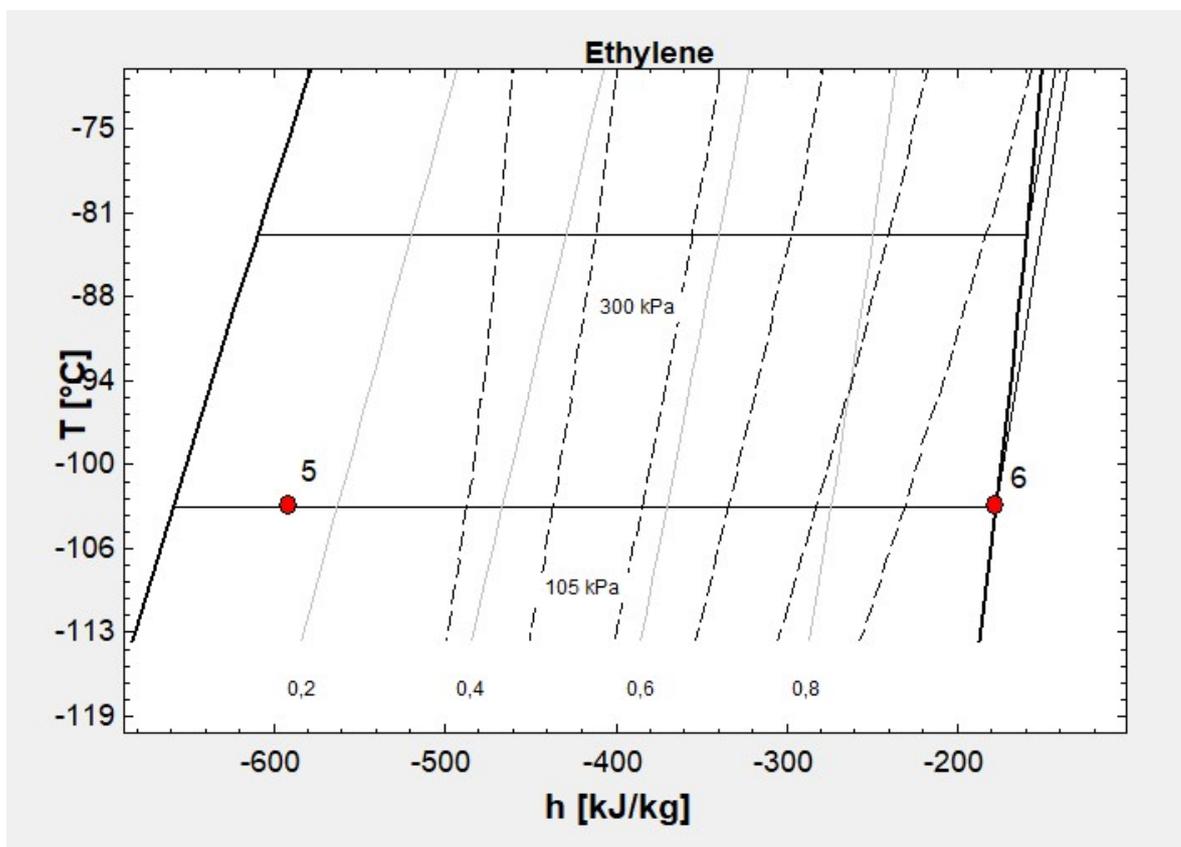


Figura 8.2 - Evolución del etileno. Fuente: (Original del autor)



8.2. Diseño de un intercambiador de carcasa y tubos

Para diseñar el intercambiador de carcasa y tubos, primero debemos saber por dónde circulará cada uno de los fluidos que intervienen en el proceso. Para ello nos basaremos en el siguiente criterio:

- El fluido que pueda generar más incrustaciones circulará por los tubos, ya que su limpieza será más sencilla.
- El fluido a mayor presión circulará por los tubos. Debido a su menor diámetro, los tubos de espesor estandarizado generalmente pueden soportar las altas presiones, de modo que no tendremos que preocuparnos de hacer un diseño especial.
- El fluido más corrosivo deberá circular por los tubos, ya que, si no fuera así, tanto la carcasa como los tubos sufrirían esa corrosión. Existen aleaciones capaces de resistir la corrosión, por lo que es más barato instalar solo los tubos de esa aleación y no ambos carcasa y tubos.
- El fluido con menor coeficiente de transferencia irá por el lado de la carcasa ya que lo podremos compensar introduciendo tubos con aletas. Generalmente también es mejor introducir el caudal másico menor del lado de la carcasa, ya que debido a las características que posee, conseguiremos un flujo turbulento con un número de Reynolds menor. (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)

De esta manera, determinaremos que por el interior de los tubos circulará el BOG ya que circula a alta presión, mientras que el etileno a baja presión fluirá por el lado de la carcasa.

8.2.1. Elección de la carcasa

Debido a las condiciones del fluido, hemos decidido probar con un intercambiador con carcasa tipo “K”, conocido como “Kettle reboiler” de manera que las propiedades del interior de los tubos las calcularemos de la misma manera que para un intercambiador de carcasa y tubos, mientras que el coeficiente de convección exterior, lo calcularemos a través de una correlación de ebullición nucleada para “Pool boiling”

Es un tipo de intercambiador ampliamente utilizado en procesos industriales como sistemas de refrigeración o producción de agua destilada, ya que su carcasa al ser muy voluminosa facilita la separación del vapor y las gotas.



Figura 8.2.1.2.1.1 - Carcasa tipo "K" sin haz de tubos. Fuente: (United Heat Exchanger, s.f.)

En este tipo de intercambiadores, el fluido caliente circula por los tubos y el frío por el lado de la carcasa. No cuentan con placas deflectoras, por lo que necesita unas placas de apoyo que aguanten los tubos. Generalmente, el nivel en el interior es controlado por una pantalla que separa la zona del líquido de la zona en la que se recoge el condensado del vapor como podemos ver esquemáticamente en la imagen que sigue:

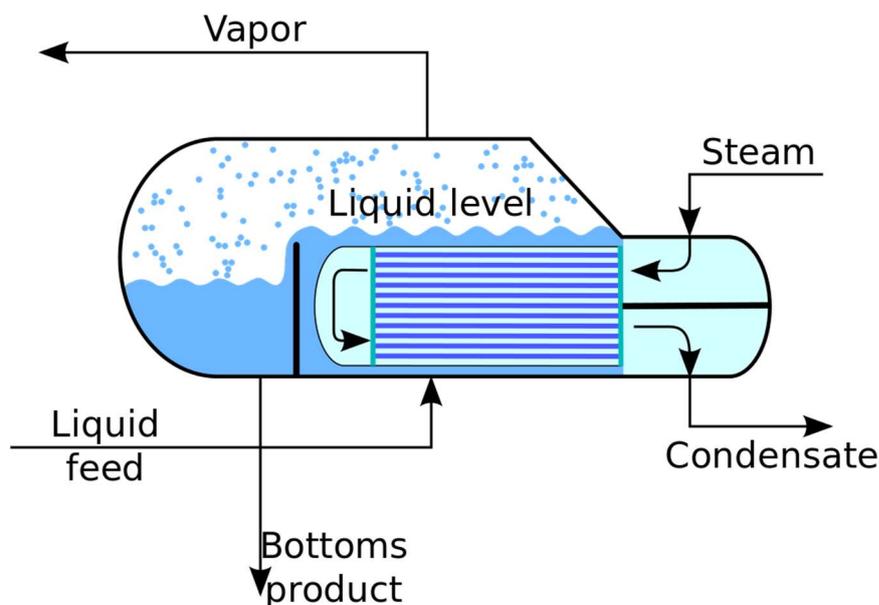


Figura 8.2.1.2.1.2 - Esquema de un Kettle reboiler. Fuente: (Wikipedia, 2011)



Este tipo de equipo funciona bien tanto a bajas como a altas presiones, pero las bajas velocidades que suelen darse en su interior pueden causar problemas de incrustaciones. Cabe añadir también que el sobredimensionamiento de la carcasa aumentaría bastante los costes de fabricación. (Jacimovic, Genic, & Budimir, 2008) (Serth, 2007)

8.2.2. Datos de los tubos

Aunque al cambiar de fase los fluidos sus volúmenes específicos variarán, tomaremos un valor medio de su densidad para seleccionar unos que nos sirvan para todo el intercambiador. Elegiremos un diámetro de los tubos estandarizado para condensadores y evaporadores.

	Pulgadas (in.)	Metros (m)
Diámetro nominal	3/4	0,01905
Diámetro externo	1,05	0,02667
Diámetro interno	0,824	0,0209296
Espesor de pared	0,113	0,0028702

Tabla 8.2.2.1 - Dimensiones tubos. Fuente: (Original del autor)

El material seleccionado para la fabricación de los tubos es una aleación de aluminio y magnesio EN AW-5086 que tiene muy buenas propiedades a temperaturas muy bajas.

Módulo elástico (N/mm^2)	71000
Peso específico (g/cm^3)	2,67
Temperatura de fusión ($^{\circ}C$)	585-640
Coefficiente de dilatación lineal ($\mu m/mK$)	23,8
Conductividad térmica (W/mK)	126
Resistividad eléctrica ($\mu\Omega m$)	56
Conductividad eléctrica (% IACS)	31
Potencial de disolución (V)	-0,86

Tabla 8.2.2.2 - Propiedades físicas generales de la aleación EN AW-5086. Fuente: (Broncesval S.L., 2020)

Comprobaremos a través de la *ecuación de Barlow* si el espesor de tubo seleccionado para este material puede soportar la presión de los fluidos:



$$P_{max} = \frac{2 * \sigma * S}{D_{ext}}$$

(8.2.2.1)

Donde P_{max} es la presión máxima admitida, σ es el módulo elástico del material, S el espesor de la pared del tubo y D_{ext} el diámetro exterior del tubo.

- $\sigma = 71000 \text{ Mpa}$
- $S = 0,0028702 \text{ m}$
- $D_{ext} = 0,02667 \text{ m}$

De este modo obtenemos que la presión máxima que soportaría el material es de $15283,62 \text{ MPa}$, por lo que podemos decir que soporta la presión del fluido perfectamente.

Tras unas estimaciones iniciales estableceremos el número de tubos en $n = 362$

8.2.3. Cálculo de los coeficientes de convección

Como ya hemos dicho anteriormente, debido a los cambios de fase del metano a lo largo del proceso, calcularemos la longitud de los tubos como si se tratase de tres intercambiadores diferentes, por lo que calcularemos tres coeficientes globales de transferencia de calor. Para poder hacer esto, hallaremos los distintos coeficientes de convección del metano en sus tres estados y un coeficiente de convección para el etileno en ebullición.

Antes de nada, utilizaremos el EES para obtener todas las propiedades de los fluidos necesarias para hacer los cálculos. Para obtener esas propiedades, utilizaremos las funciones del EES correspondientes que aparecen en la ventana "Function info". En esta ventana, podremos obtener todas las propiedades que necesitamos en función de los parámetros que posee el fluido en cada punto, como la presión, la temperatura, el título... Veremos un ejemplo a continuación de como utilizar estas funciones para el cálculo de las propiedades del punto 1:

<code>h_1=enthalpy(Methane;T=T_1;P=P_met)</code>	"Entalpía 1"
<code>rho_1=density(Methane;T=T_1;P=P_met)</code>	"Densidad 1"
<code>mu_1=viscosity(Methane;T=T_1;P=P_met)</code>	"Viscosidad 1"
<code>Pr_1=prandtl(Methane;T=T_1;P=P_met)</code>	"Prandtl 1"
<code>k_1=conductivity(Methane;T=T_1;P=P_met)</code>	"Conductividad 1"
<code>cp_1=cp(Methane;T=T_1;P=P_met)</code>	"Calor específico 1"

Figura 8.2.3.1 – Cálculo de las propiedades del punto 1 en el EES. Fuente: (Original del autor)

A continuación, vemos un ejemplo del aspecto que tiene esta ventana para el cálculo de propiedades termodinámicas de los fluidos:

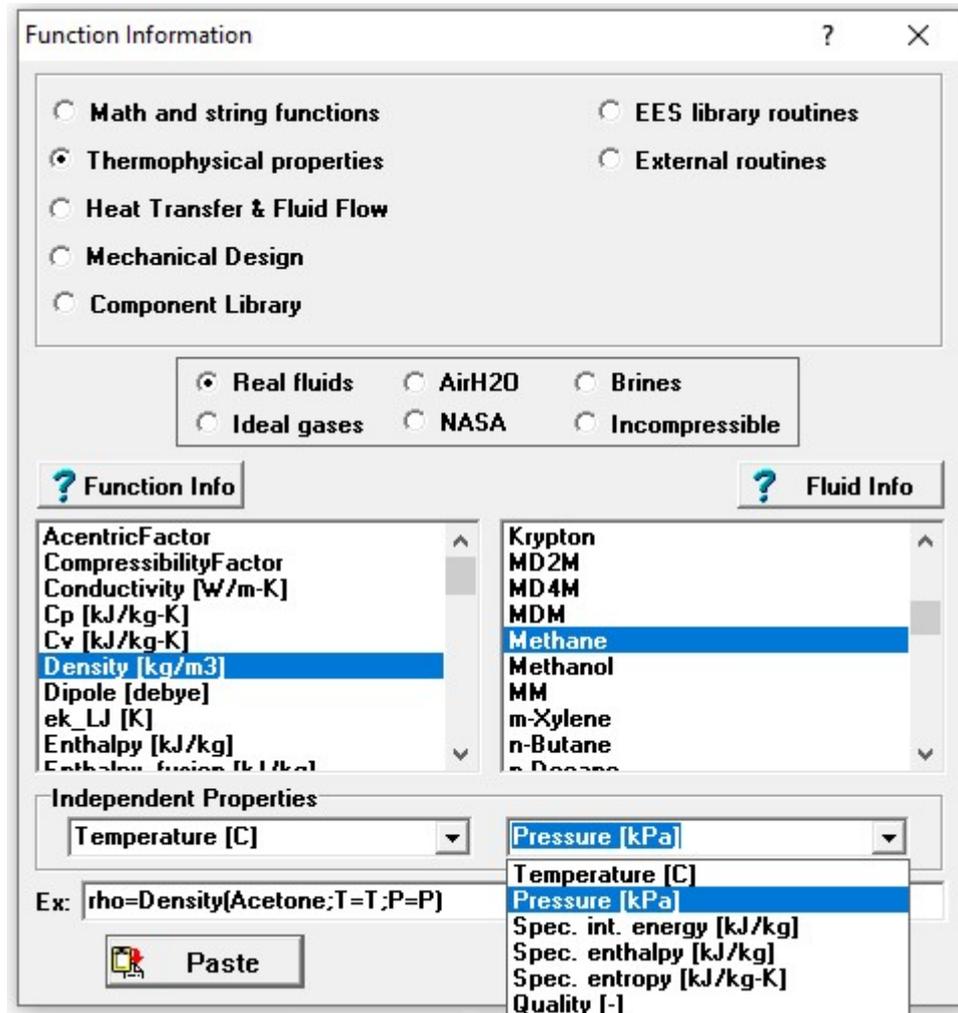


Figura 8.2.3.2 - Ventana de "Function information" del EES en la que obtendremos las propiedades termodinámicas de los fluidos. Fuente: (Original del autor)

A continuación, adjuntaremos una tabla con los valores obtenidos de densidad (ρ), viscosidad (μ), conductividad (k), calor específico (C_p) Prandtl (Pr):

	Metano			
	1	2	3	4
$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	40,46	86,35	244,2	304,4
$\mu \left(\frac{kg}{m * s} \right)$	0,00001011	0,00001023	0,00002475	0,00003682
$k \left(\frac{W}{m * K} \right)$	0,03117	0,03375	0,07332	0,09864
$C_p \left(\frac{kJ}{kg * K} \right)$	2,845	16,73	13,12	5,167



Pr	0,9233	5,075	4,431	1,929
------	--------	-------	-------	-------

Tabla 8.2.3.1 – Propiedades del metano en cada punto. Fuente: (Original del autor)

Cuando el fluido se encuentre en fase simple, calcularemos su coeficiente de convección a través de los números adimensionales. Como se trata de convección forzada utilizaremos el número de Reynolds (Re), el número de Nusselt (Nu) y el número de Prandtl (Pr).

Primero, debemos conocer el caudal que circulará por cada tubo y calcular la velocidad que tendrá en cada una de sus fases:

$$v_{media} = \frac{\dot{m}_{BOtotal}}{\rho_{media} * \pi * R_i^2 * n} \quad (8.2.3.1)$$

$$\dot{m}_{BOtubos} = \frac{\dot{m}_{BOtotal}}{n} = 0,006854 \frac{kg}{s} \quad (8.2.3.2)$$

Conociendo la densidad en cada punto, podemos calcular la densidad media del metano en fase de gas y en fase de líquido:

$$\rho_{mediagas} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = 63,4 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{medialiquido} = \frac{\rho_3 + \rho_4}{2} = 274,3 \frac{kg}{m^3}$$

Ahora podemos calcular la velocidad que tendrá el fluido en cada tramo:

$$v = \frac{\dot{m}_{BOtotal}}{\rho * \pi * R_i^2 * n} \quad (8.2.3.3)$$

El radio interno será la mitad del diámetro interno:

$$R_i = \frac{D_i}{2} = 0,01046 \text{ m} \quad (8.2.3.4)$$

De esta forma obtendremos los siguientes valores para la velocidad en cada fase:



$$v_{gas} = 0,3142 \frac{m}{s}$$

$$v_{liquido} = 0,07263 \frac{m}{s}$$

Ahora podremos calcular sus valores del número de Reynolds a través de la ecuación:

$$Re = \frac{v * \rho * D_i}{\mu} \quad (8.2.3.5)$$

Con los siguientes resultados:

$$Re_{gas} = 40980$$

$$Re_{liquido} = 13542$$

Como ambos resultados cumplen que $Re > 4000$, diremos que están en flujo turbulento, por lo que podremos emplear la *ecuación de Dittus-Boelter* para el cálculo del número de Nusselt. Para calcular el Nusselt, necesitamos conocer el factor z , que tomará un valor u otro dependiendo de cuál sea el fluido frío y cual el caliente:

- Si $T_s < T_m$, estaremos en enfriamiento, entonces $z = 0,3$
- Si $T_s > T_m$, estaremos en calentamiento, entonces $z = 0,4$

Como estamos enfriando el metano, tomaremos $z = 0,3$

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^z \quad (8.2.3.6)$$

Las propiedades se evaluarán la temperatura media del fluido, por lo que debemos hallar los valores del Prandtl y del Reynolds a esas temperaturas:

$$T_{media_{gas}} = \frac{T_1 + T_2}{2} = -64,485 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{media_{liquido}} = \frac{T_3 + T_4}{2} = -92,615 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como ya hemos introducido las propiedades del fluido en cada punto y hallado sus valores medios, estos no sufrirán una gran variación respecto a los calculados a temperatura media.

De esta manera, los obtendremos el Nusselt para cada fase:



$$Nu_{gas} = 156,6$$

$$Nu_{liquido} = 59,38$$

Con estos resultados y la ecuación que define el número de Nusselt, podremos calcular los coeficientes de convección interiores:

$$Nu = \frac{h_i * D_i}{k}$$

(8.2.3.7)

Siendo k el valor medio de la conductividad del fluido.

$$h_{i_{gas}} = 242,9 \frac{W}{m^2C}$$

$$h_{i_{liquido}} = 251 \frac{W}{m^2C}$$

Ahora procederemos a utilizar una nueva función del EES que nos permite conocer el coeficiente de convección medio para la condensación de un fluido en tubos horizontales:

“Call Cond_HorizontalTube_avg(Fluid\$, m_dot, T_sat, T_w, D, x_1, x_2 : h_m)”

Para obtener el coeficiente de convección, debemos introducir los siguientes parámetros conocidos: el nombre del fluido ($Fluid\$$), el caudal que circula por el tubo (m_dot), la temperatura de saturación (T_sat), la temperatura de pared (T_w), el diámetro interior del tubo (D), el título de entrada (x_1) y el título de salida (x_2).

Introduciendo los siguientes datos:

- $Fluid\$ = 'Methane'$
- $m_dot = 0,006854 \frac{kg}{s}$
- $T_sat = -87,04 \text{ } ^\circ C$
- $T_w = -103,19 \text{ } ^\circ C$
- $D = 0,02093 \text{ } m$
- $x_1 = 1$
- $x_2 = 0$

Obtendremos un valor del coeficiente de convección tal que:

$$h_{cond_{medio}} = 870,3 \frac{W}{m^2 C}$$

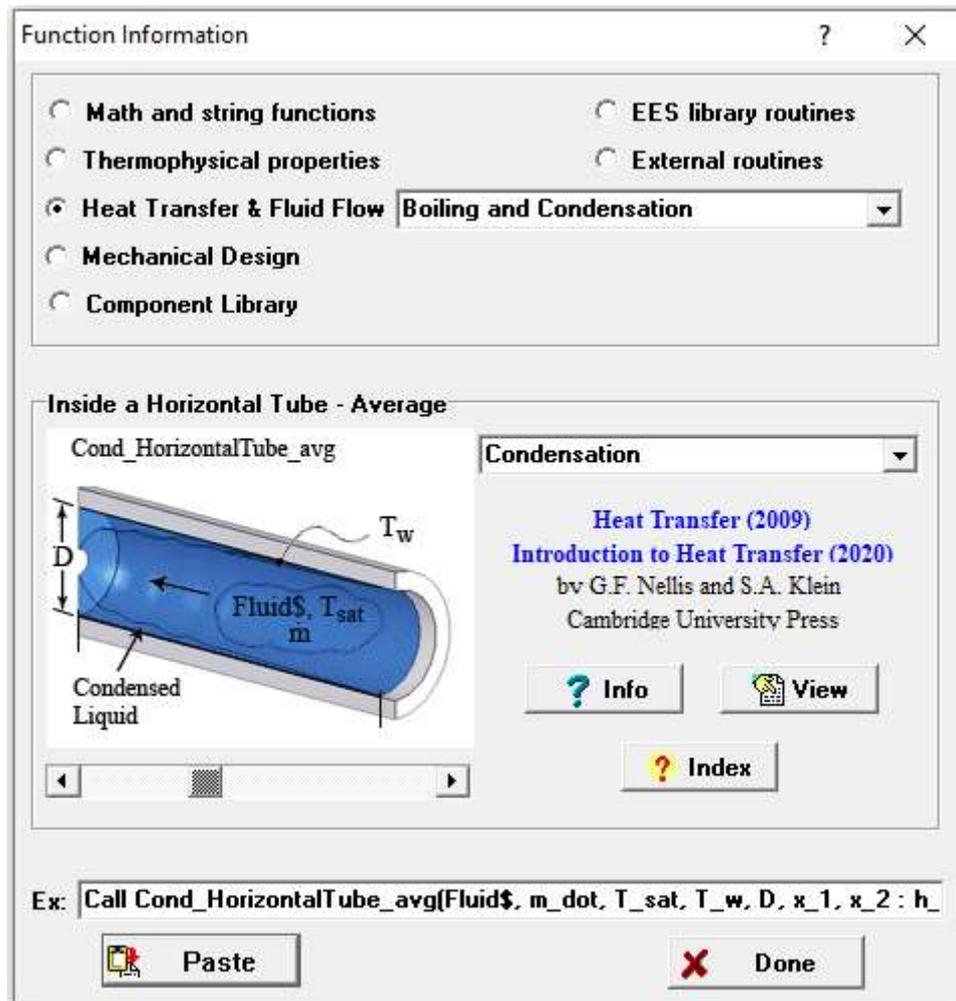


Figura 8.2.3.3-Ventana de “Function information” que nos entrega el coeficiente de convección medio para una condensación en una tubería horizontal. Fuente: (Original del autor)

Para el coeficiente de convección de la ebullición nucleada, usaremos la *correlación de Mostinski de presión reducida*. Esta correlación nos permite calcular el coeficiente de convección sin emplear datos de la superficie ni propiedades físicas del fluido. (Bejan & Kraus, 2003)

$$h_{nb} = 0,00417 * q^{0,7} * P_{crit}^{0,69} * F_p \quad (8.2.3.8)$$

Donde h_{nb} es el coeficiente de convección para ebullición nucleada en $W/m^2 K$; q es el flujo de calor en W/m^2 y P_{crit} es la presión crítica del fluido en kPa . Los efectos



de la presión sobre la ebullición nucleada se correlacionan empleando el factor F_p , que se obtiene de la siguiente expresión:

$$F_p = 1,8 * p_r^{0,17} + 4 * p_r^{1,2} + 10 * Pr^{10} \quad (8.2.3.9)$$

En la ecuación, p_r es la presión reducida y Pr el número de Prandtl del líquido. Para calcular la presión reducida, necesitamos conocer la presión crítica del fluido, ya que:

$$P_r = \frac{P_{etileno}}{P_{critica}} \quad (8.2.3.10)$$

Para conocer la presión crítica utilizaremos la siguiente función del EES:

"Presión crítica etileno" P_crit=p_crit(Ethylene)
 "Presión reducida etileno" P_red=P_et/P_crit

Figura 8.2.3.4 – Función para el cálculo de la presión crítica. Fuente: (Original del autor)

Obteniendo un valor de:

$$P_{critica} = 5040 \text{ kPa}$$

Por lo que tendremos una presión reducida de:

$$P_r = \frac{105}{5040} = 0,02083$$

El número de Prandtl del líquido:

"Prandtl etileno" Pr_etileno=prandtl(Ethylene; T=T_5; x=0)

Figura 8.2.3.5 – Función para el cálculo del Prandtl. Fuente: (Original del autor)

Obteniendo el valor de:

$$Pr_{liquido} = 3,18$$



Calculando así el valor de F_p :

$$F_p = 11471$$

Para calcular el flujo de calor, introduciremos en el EES las siguientes ecuaciones:

$$q = h_{boil} * (T_{etileno} - T_{pared}) \quad (8.2.3.10)$$

$$q = \frac{Q_{total}}{A_{transferencia}} \quad (8.2.3.11)$$

Aunque por el momento no conocemos los valores, el EES propondrá unos valores iniciales y realizará todas las iteraciones necesarias para obtener el valor adecuado. De este modo, podremos calcular el valor de la convección para la ebullición nucleada, obteniendo el siguiente resultado:

$$h_{nb} = 11475 \frac{W}{m^2C}$$

A este valor, debemos añadirle un valor para la convección natural, que estimaremos en:

$$h_{nc} = 250 \frac{W}{m^2C}$$

A la convección que es función de la ebullición nucleada, debemos añadirle unos factores de corrección propuestos en la bibliografía. (Bejan & Kraus, 2003)

$$F_b = 1$$

$$F_c = 1,5$$

Con estos valores podemos calcular el coeficiente de convección total para el “pool boiling” de la siguiente forma:

$$h_{boil} = h_{nb} * F_b * F_c + h_{nc}$$



(8.2.3.12)

Por lo que el coeficiente de convección final para el etileno en ebullición es:

$$h_{boil} = 17463 \frac{W}{m^2 C}$$

8.2.4. Coeficiente global de transferencia de calor

Ahora que conocemos todos los coeficientes de convección que intervienen en la transferencia de calor, podremos hallar los coeficientes globales. Con la siguiente ecuación calcularemos los coeficientes globales interiores:

$$U_{interior} = \frac{1}{\frac{1}{h_{exterior}} + R_e * \ln\left(\frac{R_{exterior}/R_{interior}}{k_{tuberia}}\right) + \frac{R_e}{R_{interior} * h_{interior}}}$$

(8.2.3.13)

De modo que obtenemos los siguientes coeficientes globales,

$$U_1 = 96,94 \frac{W}{m^2 K}$$

$$U_2 = 646,4 \frac{W}{m^2 K}$$

$$U_3 = 342,7 \frac{W}{m^2 K}$$

8.2.5. Cálculo de las áreas con el método de la DMLT

Conociendo los coeficientes globales, podemos emplear el método de la diferencia media logarítmica de temperatura con su correspondiente fórmula:

$$Q = U * A * DMLT * F$$

(8.2.3.14)

Nuestro objetivo será calcular el área de intercambio de calor para poder hallar así la longitud de los tubos que permita el intercambio de calor necesario.

Como conocemos todas las temperaturas, calcularemos para cada uno de los tres tramos sus DMLT:



"DELTA T1"
"DELTA T2"
"DMLT 1"

DELTA_T1=T_1-T_5
DELTA_T2=T_2-T_5
DMLT_1=(DELTA_T1-DELTA_T2)/ln(DELTA_T1/DELTA_T2)

Figura 8.2.5.1 – DMLT 1. Fuente: (Original del autor)

"DELTA T3"
"DELTA T4"
"DMLT 2"

DELTA_T3=T_2-T_5
DELTA_T4=T_3-T_5
DMLT_2=DELTA_T3

Figura 8.2.5.2 – DMLT 2. Fuente: (Original del autor)

"DELTA T5"
"DELTA T6"
"DMLT 3"

DELTA_T5=T_3-T_5
DELTA_T6=T_4-T_5
DMLT_3=(DELTA_T5-DELTA_T6)/ln(DELTA_T5/DELTA_T6)

Figura 8.2.5.3 – DMLT 3. Fuente: (Original del autor)

Para el cálculo de la DMLT cuando los dos fluidos están en cambio de fase, no necesitaremos hacer la corrección logarítmica, ya que al ser constantes las temperaturas, la ΔT también lo es.

Obtendremos así los siguientes resultados:

$$\Delta T_{mL1} = 33,84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{mL2} = 16,15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{mL3} = 9,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El factor de corrección F es el mismo para las tres fases y toma un valor de $F = 1$ ya que en los tres casos alguno de los fluidos está en cambio de fase.

Conociendo esto, calcularemos las áreas necesarias para las tres etapas, cada una con su calor correspondiente:

$$Q_1 = U_1 * A_1 * \Delta T_{mL} * F \tag{8.2.3.15}$$

$$Q_2 = U_2 * A_2 * \Delta T_{mL2} * F \tag{8.2.3.16}$$

$$Q_3 = U_3 * A_3 * \Delta T_{mL3} * F \tag{8.2.3.17}$$

De esta forma obtenemos las siguientes áreas:



$$A_1 = 144,7 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 41,83 \text{ m}^2$$

$$A_3 = 59,26 \text{ m}^2$$

8.2.6. Cálculo de la longitud total del intercambiador

Para calcular finalmente la longitud de los tubos, debemos tener en cuenta que lo que hemos calculado es el área interior:

$$A_{interior} = 2 * \pi * R_{interior} * L_{tubos} \quad (8.2.6.1)$$

Para cada una de las áreas obtendremos las siguientes longitudes:

$$L_1 = 3454 \text{ m}$$

$$L_2 = 998,6 \text{ m}$$

$$L_3 = 1415 \text{ m}$$

$$L_{total} = L_1 + L_2 + L_3 \quad (8.2.6.2)$$

Por lo que la longitud total de los tubos será de:

$$L_{total} = 5867 \text{ m}$$

Como el número de tubos es $n = 362$, la longitud de cada uno de los tubos será:

$$L_{tubo} = \frac{L_{total}}{n} \quad (8.2.6.3)$$

Entonces, la longitud de cada uno de los tubos es:

$$L_{tubo} = 16,207 \text{ m}$$

Como hemos planteado un haz de tubos en "U", la longitud que ocuparán los tubos en el intercambiador será de 8,1 metros aproximadamente. Teniendo en cuenta que

hemos elegido una carcasa de tipo “K”, el sobredimensionamiento necesario para la misma nos causará problemas de espacio, así como posibles costes en materiales.

Por este motivo, procederemos a calcular un intercambiador compacto para el mismo caso.

8.2.7. Diseño de un intercambiador compacto

Para el diseño de nuestro nuevo intercambiador compacto, elegiremos uno del tipo “offset strip fin” es decir, tiras de aletas desplazadas en flujo cruzado, como las que vemos en la siguiente imagen, ya que nos permite una mayor reducción de tamaño. Además, este tipo de intercambiador tiene un buen desempeño en aplicaciones criogénicas con transferencia de calor de gas a gas o de gas a líquido.

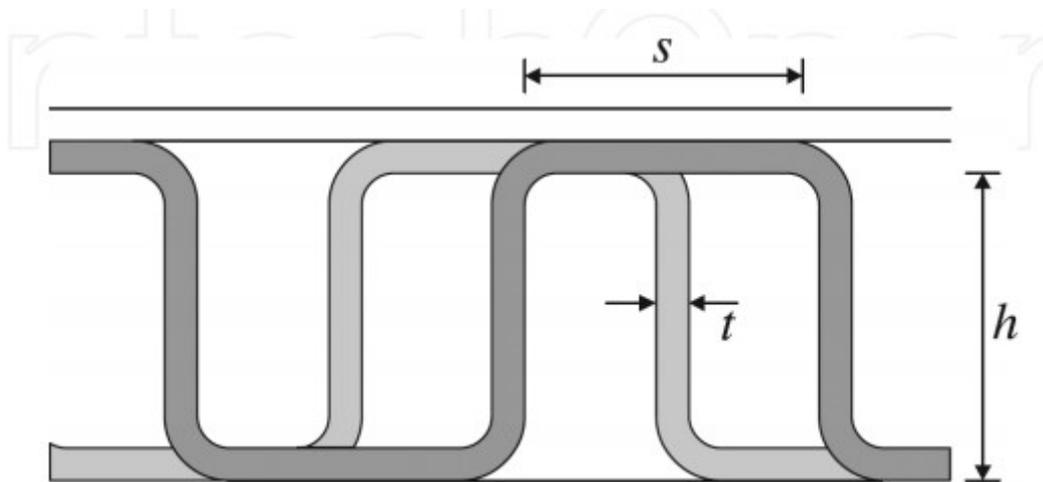


Figura 8.2.7.1 - Esquema de la sección transversal de las aletas desplazadas. Fuente: (Latife Berrin, Mehmet Mete, & Bahadir, 2017)

Las condiciones de operación serán las mismas, por lo que emplearemos los datos que ya hemos visto para el diseño del intercambiador de carcasa y tubos.

El método que emplearemos para hacer el diseño consistirá en proponer unas medidas iniciales para el equipo y observar si nos sirven para transferir todo el calor que necesitamos en el proceso, haciendo a continuación los cambios necesarios. (Latife Berrin, Mehmet Mete, & Bahadir, 2017)

8.3. Geometría del intercambiador compacto

Como ya hemos adelantado, seleccionaremos un intercambiador compacto con tiras de aletas desplazadas. Los canales por los que circulará cada uno de los

fluidos tendrán las mismas dimensiones y emplearán el mismo tipo de aletas. Comenzaremos planteando las siguientes medidas iniciales para el intercambiador:

W	Ancho (m)	0,5
H	Alto (m)	0,3124
L	Largo (m)	1,2
a	Espesor de las placas entre canales (m)	0,002
n	Número de canales para cada fluido	25

Tabla 8.3.1 Medidas propuestas para el intercambiador compacto. Fuente: (Original del autor)

La altura que hemos planteado se basa principalmente en el espesor de las placas de separación entre cada canal y el número de canales por los que se repartirán los fluidos.

En la imagen, vemos las medidas características del tipo de configuración que hemos seleccionado para las aletas del intercambiador:

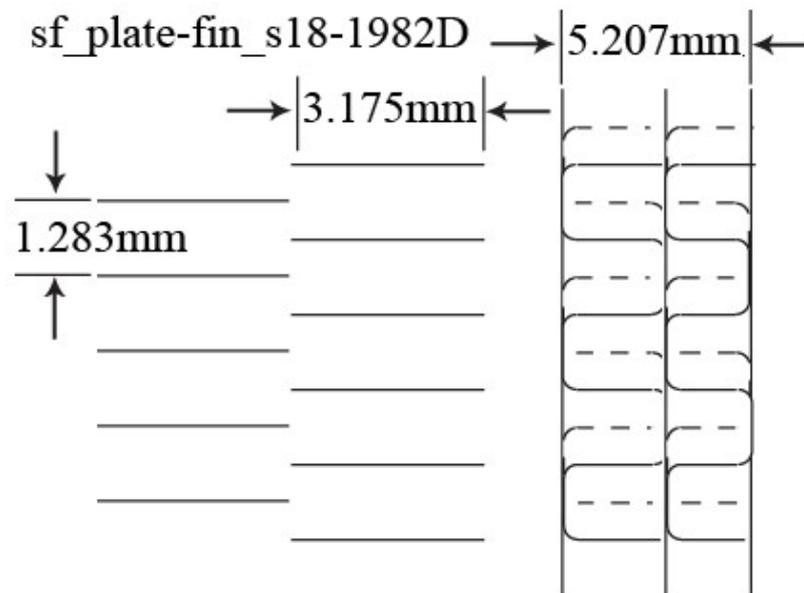


Figura 8.3.1 - Geometría de las aletas según el EES. Fuente: (Original del autor)

A continuación, utilizaremos una de las funciones del EES para obtener los valores de las características geométricas que nos resultan de interés.

“Call chx_geom_plate_fin(HX\$, a; b_2: b_1; D_o; fin_pitch; D_h; fin_thk; sigma; alpha; A_fin\A)”



Los datos que le debemos introducir a la entrada a esta función son los siguientes: la geometría del intercambiador (HX); el espesor de las placas de separación entre cada canal (a); y el ancho del canal por el que circula el fluido secundario (b_2). Por lo que introduciremos los siguientes datos:

- $HX = 'sf_plate - fin_s18 - 1982D'$
- $a = 0,002\text{ m}$
- $b_2 = b_1 = 0,00521\text{ m}$

Y nos entregará los siguientes datos:

b_1	Ancho del canal (m)	0,00521
fin_pitch	Número de aletas por metro (1/m)	780
D_h	Diámetro hidráulico (m)	0,001537
fin_thk	Espesor de las aletas (m)	0,000102
σ	Área de flujo libre mínima/área frontal	0,3097
α	Área de transferencia de calor/volumen total (m^2/m^3)	806,1
A_{fin}/A	Área de las aletas/área total	0,841

Tabla 8.3.2 Datos geométricos del intercambiador. Fuente: (Original del autor)

Como los canales por los que van ambos fluidos son idénticos, los valores obtenidos nos servirán para calcular los coeficientes de convección y las resistencias tanto para el lado del metano como para el lado del etileno.

8.3.1. Cálculo de los coeficientes de convección

Para conocer el calor que es transferido en nuestro equipo, es de gran importancia conocer los coeficientes de convección de los fluidos en sus diferentes fases, tanto en fase simple como en cambio de fase.

En nuestro caso, obtener los coeficientes de convección en fase simple es sencillo, pues disponemos de una función de EES a la cual introduciremos determinados datos de entrada y nos devolverá los valores de dichos coeficientes.

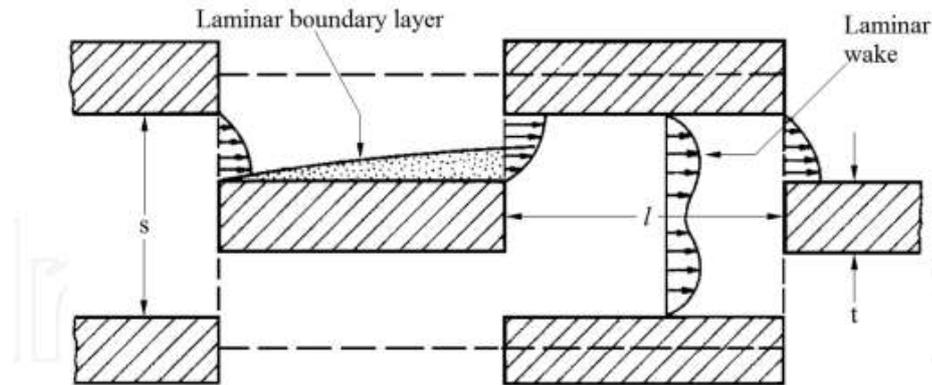


Figura 8.3.1.1 Patrones de flujo observados en las capas límite en el experimento. Fuente: (Latife Berrin, Mehmet Mete, & Bahadir, 2017)

Los únicos coeficientes que calcularemos en fase simple serán para el metano en sus etapas como vapor sobrecalentado y líquido subenfriado. Para ello emplearemos la siguiente función:

“Call CHX_h_plate_fin(HX\$, a, b_2, m_dot, A_fr, Fluid\$, T, P:h)”

Para poder utilizarla, necesitamos tres datos que no tenemos: el caudal que fluye por cada uno de los canales (\dot{m}), que calcularemos dividiendo el caudal total entre el número de canales (n); el área frontal del intercambiador (A_{fr}), que calcularemos fácilmente a través del producto del alto y el ancho del intercambiador y la temperatura media del fluido en el proceso (T_m), para la que usaremos la temperatura de entrada y la temperatura de saturación a 4000 kPa.

$$\dot{m} = \dot{m}_{BO}/n \quad (8.3.2.1)$$

$$A_{fr} = W * H \quad (8.3.2.2)$$

$$T_{m_1} = (T_{BO_{in}} + T_{sat}(4000kPa))/2 \quad (8.3.2.3)$$

El resto son valores conocidos: la longitud del intercambiador (L); el nombre del fluido del que queremos conocer el coeficiente ($Fluid$); la temperatura media del



fluido (T_m) y la presión del metano (P_{BO}). Por lo tanto, con los valores que hemos calculado y los que ya conocíamos, introduciremos:

- $HX\$ = 'sf_plate - fin_s18 - 1982D'$
- $a = 0,002\ m$
- $b_2 = b_1 = 0,00521\ m$
- $\dot{m} = 0,09924\ kg/s$
- $A_{fr} = 0,1563\ m^2$
- $Fluid\$ = 'Methane'$
- $T_{m_1} = 208,7\ K$
- $P_{BO} = 4000\ kPa$

De estos datos, el EES nos calculará el coeficiente de convección del metano en su fase gaseosa desde vapor sobrecalentado a de vapor saturado.

$$h_{BO_{gas}} = 151,3 \frac{W}{m^2K}$$

Utilizando la misma función del EES, procederemos a calcular el coeficiente de convección del metano es fase líquida, solo que cambiando la temperatura media del fluido.

$$T_{m_2} = (T_{sat}(4000\ kPa) + T_{final})/2$$

(8.3.2.4)

Por lo que los datos de entrada son los que siguen:

- $HX\$ = 'sf_plate - fin_s18 - 1982D'$
- $a = 0,002\ m$
- $b_2 = b_1 = 0,00521\ m$
- $\dot{m} = 0,09924\ kg/s$
- $A_{fr} = 0,1563\ m^2$
- $Fluid\$ = 'Methane'$
- $T_{m_2} = 180,5\ K$
- $P_{BO} = 4000\ kPa$

Obteniendo el siguiente valor para el coeficiente de convección en la fase líquida de líquido saturado a líquido comprimido.

$$h_{BO_{liquido}} = 171,3 \frac{W}{m^2 K}$$

Debido a que el programa no nos ofrece información sobre los coeficientes de convección para cambio de fase de este tipo de intercambiador de calor, hemos recurrido a hacer una estimación de dichos coeficientes a partir de artículos que hablan sobre este fenómeno en intercambiadores de calor con tiras de aletas desplazadas.

Comenzaremos con el coeficiente de convección del metano durante la condensación, que lo aproximaremos al coeficiente de condensación del refrigerante R-134a. Para poder hacer la aproximación, hemos seleccionado el tipo de aletas que más se pudiesen parecer a las que se emplean en el artículo, que podemos ver en la imagen:

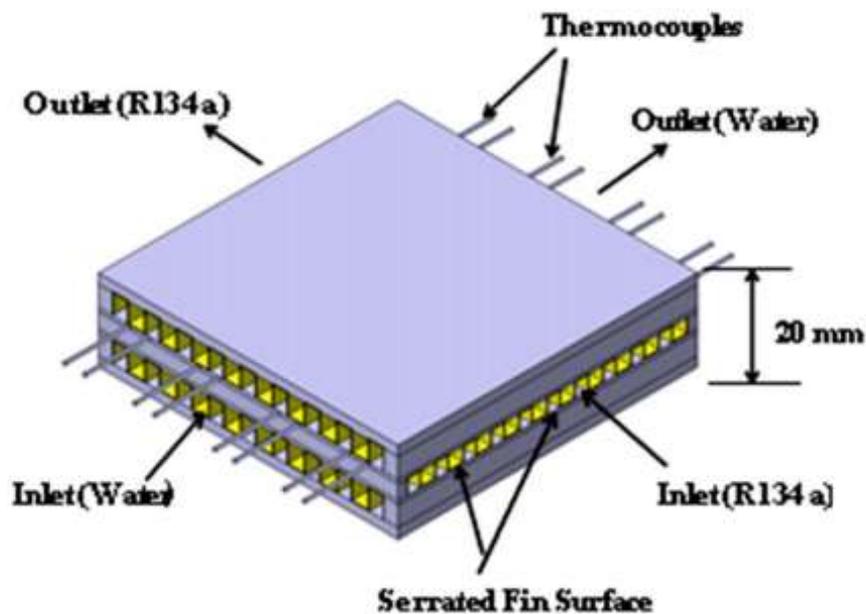


Figura 8.3.1.2 - Esquema del intercambiador del ensayo. Fuente: (Ramana Murthy, Ranganayakulu, & Ashok Babu, 2016)

El ensayo llevado a cabo nos presenta el coeficiente de convección y la caída de presión que sufre el refrigerante durante su condensación en un pequeño intercambiador de aletas desfiladas. Estos datos han sido determinados a distintas temperaturas de saturación y se ha observado que existe un punto de

transición que es función del flujo másico y que diferencia una zona en la que la condensación está controlada por la gravedad y otro en el que está controlada por la convección forzada.

A continuación, veremos una gráfica en la que está representado el valor del coeficiente de convección en condensación:

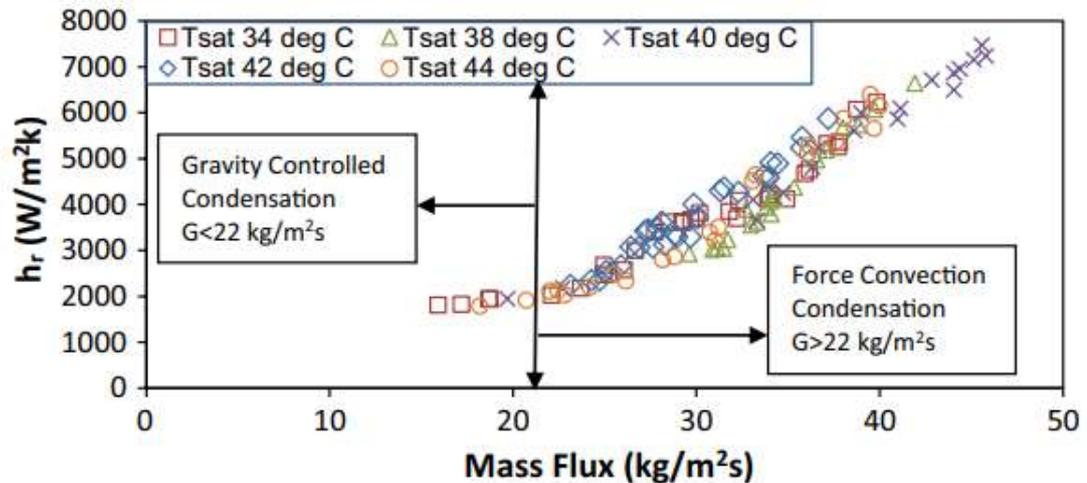


Figura 8.3.1.3 - Coeficiente de convección experimental en función del flujo másico. Fuente: (Ramana Murthy, Ranganayakulu, & Ashok Babu, 2016)

Empleando la gráfica como referencia, tomaremos un valor intermedio para el coeficiente de convección de condensación:

$$h_{cond_{BO}} = 3000 \frac{W}{m^2K}$$

El artículo nos ofrece también una comparación entre los valores calculados experimentalmente y los calculados según la correlación propuesta para este tipo de intercambiadores.

En la correlación calculamos el coeficiente de transferencia (h_r) que está relacionado con el cociente de la conductividad del líquido y el diámetro hidráulico (k_L/D_h), el número e Reynolds equivalente (Re_{eq}) y el número de Prandtl del líquido (Pr_L), y se representa de la siguiente manera:

$$h_r = B(k_L/D_h)^{a1}(Re_{eq})^{a2}(Pr_L)^{a3}$$

(8.3.2.5)

donde B, a_1, a_2 y a_3 son constantes, por lo que la ecuación propuesta para este caso sería:

$$h_r = 6,909 * 10^{-28} * (k_L/D_h)^{12,174} (Re_{eq})^{1,594} (Pr_L)^{8,024} \quad (8.3.2.6)$$

En la gráfica siguiente, podemos ver que los resultados experimentales difieren de los calculados en un rango de $\pm 20\%$. (Ramana Murthy, Ranganayakulu, & Ashok Babu, 2016)

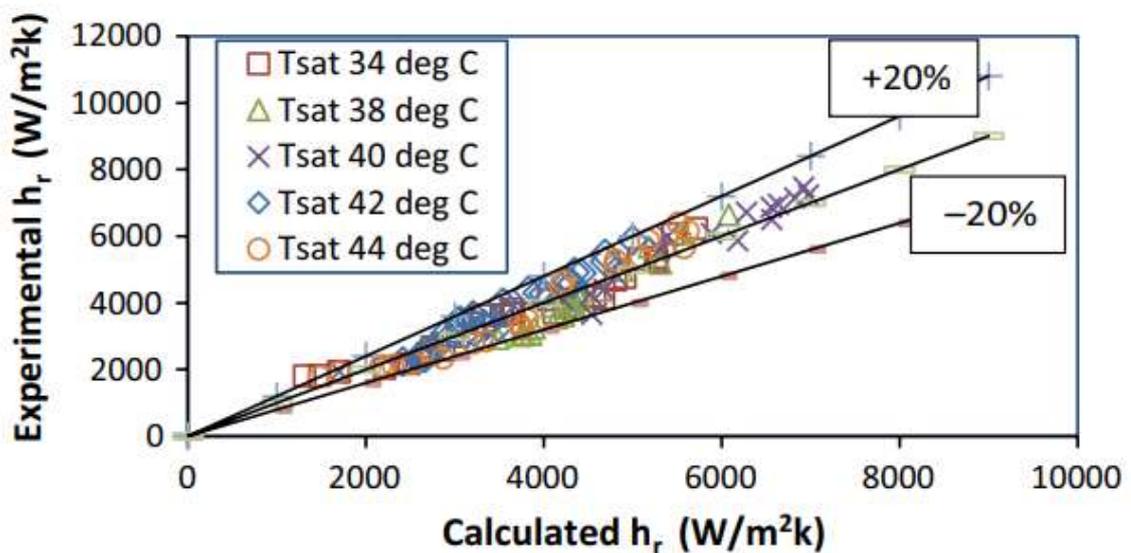


Figura 8.3.1.4 Comparativa del coeficiente de convección calculado y el experimental. Fuente: (Ramana Murthy, Ranganayakulu, & Ashok Babu, 2016)

Procederemos ahora a obtener el valor del coeficiente de convección en ebullición del etileno. Para ello, nos basaremos nuevamente en un artículo que estudia la transferencia de calor del fluido HF-7100 empleado para el enfriamiento de chips electrónicos.

El ensayo emplea también un pequeño intercambiador de calor con aletas desplazadas con dimensiones semejantes a las que utilizamos nosotros para nuestro diseño. En la siguiente imagen podemos ver el esquema propuesto para las aletas:

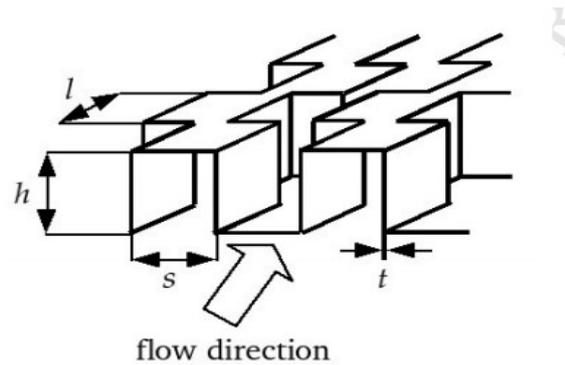


Figura 8.3.1.5 Esquema de la geometría de las aletas. Fuente: (Pulvirenti, Matalone, & Barucca, 2010)

Los valores medidos en el ensayo nos dicen que el coeficiente de convección para la ebullición del HFE-7100 varía en función del título (x) de la mezcla bifásica y del caudal que atraviesa el intercambiador. El experimento se ha realizado con tres caudales diferentes, obteniendo distintos resultados:

- $\dot{m}_1 = 0,07 \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_2 = 0,15 \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_3 = 0,23 \text{ kg/s}$

Para seleccionar el valor más aproximado en la gráfica, debemos conocer cuál es el caudal de etileno que tendremos circulando por cada uno de los canales de nuestro intercambiador:

$$\dot{m}_{ET} = \frac{\dot{m}_{ET_{total}}}{n} = \frac{2,639}{25} = 0,10556 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

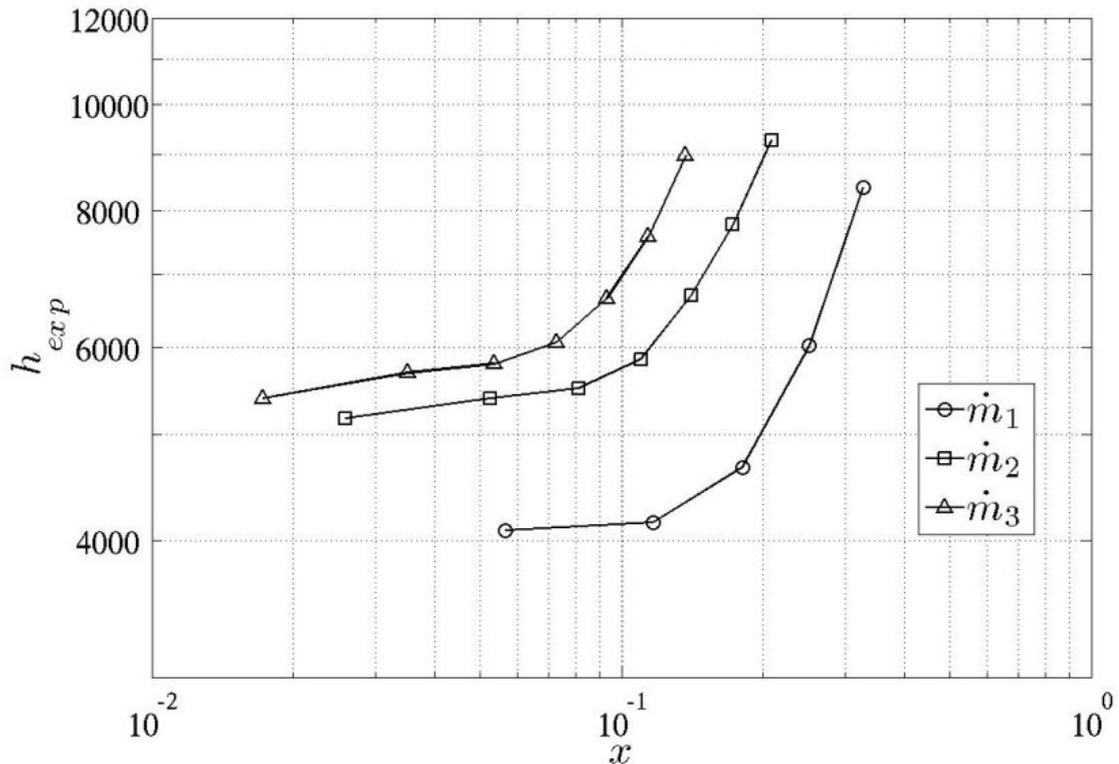


Figura 8.3.1.6 - Coeficiente de convección experimental respecto al título. (Pulvirenti, Matalone, & Barucca, 2010)

Como debemos tomar un valor medio para todo el proceso, debemos conocer el valor medio del título (x) durante la ebullición del etileno de modo que tengamos un valor de referencia en la gráfica. Sabemos que el etileno entra al intercambiador con un título $x_{in} = 0,13$ y lo abandona como vapor saturado, por lo tanto $x_{out} = 1$. Calculando el valor medio, entraremos en la gráfica para obtener nuestro coeficiente de convección aproximado.

$$x_{medio} = \frac{x_{in} + x_{out}}{2} = \frac{0,13 + 1}{2} = 0,565$$

Como la gráfica no contempla un valor del coeficiente de convección para nuestro título, tomaremos el valor mínimo entre los representados. De este modo, podremos decir que el valor del coeficiente de convección para la ebullición en un intercambiador de tiras de aletas desplazadas es el siguiente (Pulvirenti, Matalone, & Barucca, 2010):

$$h_{bo\ ET} = 5000 \frac{W}{m^2 K}$$



Para seleccionar los coeficientes de convección hemos optado por los valores lo más bajos posibles, así nos aseguraremos de que no calculamos un tamaño para el intercambiador inferior al que producirían la transferencia de calor necesaria.

8.3.2. Cálculo de las resistencias y coeficientes globales

Como vamos a emplear el método del NUT para el cálculo de las etapas de intercambiador en las que el metano está en fase simple, nos interesará conocer el producto del coeficiente global de transferencia de calor por el área total de intercambio de calor.

$$U * A = \frac{1}{R_{total}} \quad (8.3.3.1)$$

La resistencia total (R_{total}) en cada uno de los tramos la calcularemos con la suma de las resistencias que ofrece cada uno de los fluidos en función del estado en que se encuentre.

Cada resistencia será función del coeficiente de convección correspondiente y del área de intercambio que tengamos disponible. El área de intercambio la calcularemos a través del factor (α) que nos indica el área de transferencia de calor disponible por unidad de volumen y del volumen total del intercambiador. Como los fluidos circulan por canales iguales, el valor de α será el mismo para el metano y para el etileno.

$$V_{total} = W * H * L \quad (8.3.3.2)$$

$$A_{intercambio} = V_{total} * \alpha \quad (8.3.3.3)$$

Obteniendo los siguientes valores:

$$V_{total} = 0,09375 \text{ m}^3$$
$$A_{intercambio} = 75,57 \text{ m}^2$$



Ahora hallaremos las resistencias con la siguiente ecuación:

$$R = \frac{1}{A_{intercambio} * h_{conv}} \quad (8.3.3.4)$$

Realizando los cálculos de cada resistencia con su correspondiente área y coeficiente de convección, tendremos que:

$$R_{BO_{gas}} = 8,746 * 10^{-5} \frac{K}{W}$$

$$R_{BO_{cond}} = 1,654 * 10^{-6} \frac{K}{W}$$

$$R_{BO_{liquido}} = 7,727 * 10^{-5} \frac{K}{W}$$

$$R_{etileno} = 6,616 * 10^{-7} \frac{K}{W}$$

Conocidas las resistencias, podremos ahora calcular la resistencia total en cada etapa haciendo la inversa de la suma de la resistencia de cada uno de los fluidos.

$$U * A = \frac{1}{R_{BO} + R_{etileno}} \quad (8.3.3.5)$$

Por lo tanto, para las regiones en las que el metano está en fase simple:

$$(U * A)_1 = 22195 \frac{W}{K}$$

$$(U * A)_3 = 25027 \frac{W}{K}$$

8.3.3. Cálculo de la longitud del intercambiador

Para la región en la que los dos fluidos se encuentran en cambio de fase, emplearemos el método de la diferencia de temperaturas, ya que al ser constantes las temperaturas no necesitamos usar la media logarítmica.

Para este caso, introduciremos un coeficiente de corrección $C_c = 0,5$. Este coeficiente incluye un margen de seguridad para el cálculo de la superficie.

Utilizando la ecuación:



$$Q = \Delta T * U * A * C_c$$

(8.3.3.6)

Conocemos el calor que queremos transferir (Q), el rendimiento de las aletas (η_{aletas}) y la diferencia de temperaturas (ΔT) y gracias a los coeficientes de convección que hemos obtenido en el apartado anterior, podemos calcular el coeficiente global de transferencia (U), despreciando la resistencia de la conducción:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{cond_{BO}}} + \frac{1}{h_{boil_{ET}}}}$$

(8.3.3.7)

Calculamos entonces un valor de:

$$U_2 = 1875 \frac{W}{m^2 K}$$

La diferencia de temperaturas media la conocemos:

$$\Delta T_2 = 16,15 K$$

Ahora calcularemos el área necesaria para el intercambio:

$$A_2 = \frac{Q}{\Delta T_2 * U_2 * \eta_{aletas}} = 28,84 m^2$$

Conociendo el área que necesitamos, a través del factor α , calcularemos el volumen del intercambiador que necesitamos, y sabiendo esto, al tener fijados el alto y el ancho del intercambiador, podremos conocer la longitud necesaria.

$$V_2 = \frac{A_2}{\alpha} = \frac{28,48}{806,1} = 0,0354 m^3$$

$$L_2 = \frac{V_2}{H * W} = 0,226 m$$



Para calcular las otras longitudes con el método del NUT, haremos a la inversa, propondremos un área de intercambio y comprobaremos que cumple con la transferencia de calor requerida.

Para utilizar el método del NUT debemos conocer las capacidades caloríficas de los fluidos, para ello utilizaremos el calor específico obtenido a una temperatura media ayudándonos con el EES.

"Temperatura media fase vapor"	$T_m_vapor=(T_BO_in+T_BO_out)/2$
"Temperatura media fase líquido"	$T_m_liquido=(T_BO_3+T_BO_4)/2$
"Calor específico medio fase vapor"	$cp_vapor=cp(\text{Methane};T=T_m_vapor;P=P_BO)$
"Calor específico medio fase líquido"	$cp_liquido=cp(\text{Methane};T=T_m_liquido;P=P_BO)$

Figura 8.3.3.1 – Temperatura media y cálculo del Cp a esa temperatura. (Original del autor)

$$cp_{vapor} = 3,474 \frac{kJ}{kg * K}$$

$$cp_{liquido} = 6,329 \frac{kJ}{kg * K}$$

Teniendo en cuenta que la capacidad calorífica es:

$$C = \dot{m} * cp \tag{8.3.3.8}$$

Calcularemos las capacidades caloríficas para ambas fases:

$$C_{vapor} = \dot{m}_{BO} * cp_{vapo} = 8,618 \text{ kW/K}$$

$$C_{liquido} = \dot{m}_{BO} * cp_{liquido} = 15,7 \text{ kW/K}$$

Para el método del NUT, necesitamos saber cual de los dos fluidos tiene la menor de las capacidades caloríficas. Como el etileno se encuentra en ebullición, consideraremos que los valores de C_{min} serán los del metano.

Sabido esto, podremos calcular el valor de NUT de cada uno de ellos.

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



Como del apartado anterior conocemos cuánto valen los productos de $U * A$:

$$NUT_1 = 2,575$$

$$NUT_3 = 1,594$$

Con estos valores de NUT entraremos en la gráfica de eficiencia-NUT para un intercambiador de flujo cruzado sin mezcla en los fluidos de la figura 7.3.1. La curva de referencia será la que indique $\frac{C_{min}}{C_{max}} = 0$.

De la gráfica sacamos que las eficiencias serán:

$$\varepsilon_1 = 0,9$$

$$\varepsilon_2 = 0,78$$

Para saber si con esta eficiencia es posible alcanzar esa transferencia de calor, necesitamos saber el flujo máximo de calor que podemos obtener con este intercambiador. El calor máximo lo calcularemos a través de C_{min} y las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío.

$$Q_{max} = C_{min} * (T_{cin} - T_{fin}) \quad (8.3.3.9)$$

Procedemos pues a calcular el calor máximo para cada caso:

$$Q_{max,1} = 527,9 \text{ kW}$$

$$Q_{max,3} = 253,6 \text{ kW}$$

Ahora, gracias a la eficiencia, podremos calcular el calor real transferido y comprobar que hemos dimensionado bien el intercambiador.

$$Q_{real} = Q_{max} * \varepsilon \quad (8.3.3.10)$$

$$Q_{real,1} = 475,2 \text{ kW}$$



$$Q_{real3} = 197,8 \text{ kW}$$

Una vez comprobado que la longitud propuesta para cada uno sirve para transferir el calor necesario, sumándole la longitud calculada para la parte de cambio de fase, tenemos las medidas definitivas del intercambiador.

$$L_{total} = 1,2 + 1,2 + 0,226 = 2,626 \text{ m}$$

Por lo tanto, el volumen final del intercambiador será el siguiente:

$$V_{final} = L_{total} * H * W = 0,41 \text{ m}^3$$

9. CONCLUSIÓN

En este trabajo hemos podido ver en primer lugar distintos métodos para el tratamiento del “Boil-off”, por lo que puedo decir desde mi punto de vista que en la actualidad me parece necesaria la instalación de la planta de relicuefacción a bordo de un gasero y, si es posible, acompañarla con un motor dual para atener el máximo rendimiento posible. Un tratamiento adecuado del gas es necesario por motivos de seguridad, económicos y ambientales, ya que una mala práctica puede llegar a causar problemas. Al nivel de la seguridad por riesgos de explosiones por presiones excesivas, o evitar la acumulación de gas sobre el barco en caso de tener que recurrir al “vent-off”; económicamente, evitamos perder parte de la carga de manera innecesaria y además de evitar posibles sanciones en zonas de especial protección y a nivel ambiental, lógicamente siempre es preferible evitar la exhaustación de gases nocivos a la atmósfera y emplear como combustible el gas debido a su limpieza.

Hablemos ahora del diseño del intercambiador de calor. Antes de nada, decir que este tipo de diseño puede no resultar del todo preciso debido a todas las variantes que intervienen en los procesos y las simplificaciones que hemos hecho, como por ejemplo realizar los cálculos asumiendo que el gas natural es metano al 100%, ya que estas diferencias en la composición del fluido pueden provocar comportamientos diferentes a los previstos a nivel termodinámico. Es importante añadir que las aproximaciones para el cálculo de los coeficientes de convección en cambio de fase pueden variar bastante en la realidad ya que los fluidos tomados



como referencia tienen características distintas a las del gas natural. También hay que tener en cuenta que las correlaciones para la convección en general se basan en la experimentación, por lo que la elección de un método u otro puede arrojar resultados diferentes.

Finalizaremos este trabajo analizando las diferencias entre el intercambiador de carcasa y tubos y el intercambiador compacto que hemos diseñado. El intercambiador de carcasa y tubos no tiene muchas ventajas respecto al compacto, ya que la posibilidad de abrirlo si fuese necesario un mantenimiento o limpieza, lo hace muy aparatoso debido al gran número de tubos que hemos tenido que utilizar para su diseño. Además, si no disponemos de mucho espacio para su instalación, como es en el caso de un barco, los intercambiadores de tipo “Kettle” que son tan voluminosos no tienen demasiada utilidad, al menos para este tipo de desempeño. Por este motivo, para la instalación en una planta de relicuefacción abordo, el intercambiador compacto es preferible, ya que en su interior acumula mucha área de intercambio con relación a su volumen, haciendo que el intercambiador de carcasa y tubos quede relegado para instalaciones de tierra o para casos en los que dispongamos de espacio suficiente.

Para finalizar, decir que hemos realizado el trabajo con éxito, ya que no hemos hecho un intercambiador de calor, sino que hemos ofrecido dos diseños posibles para incorporar a la planta de relicuefacción planteada.



10. BIBLIOGRAFÍA

- Aerodinámica F1. (7 de octubre de 2019). *Aerodinámica F1*. Obtenido de <https://www.aerodinamicaf1.com/2019/10/flujo-laminar-y-turbulento/>
- Alejandro, P. P. (2019). *DOCPLAYER*. Obtenido de <https://docplayer.es/95063910-Ciclo-completo-de-un-Ing-c-de-dique-a-dique-con-carga-y-descarga-intermedias-pfc-alejandro-perez-pastor.html>
- Baaliña Insua, A., Romero Gómez, J., Romero Gómez, M., & López Bernal, J. (2015). Analysis and efficiency enhancement of a boil-off gas reliquefaction system with cascade cycle on board LNG carriers. *Energy Conversion and Management*.
- Barron F., R., & Nellis F., G. (2016). *Cryogenic Heat Transfer, 2nd edition*. CRC Press.
- Bejan, A., & Kraus, A. D. (2003). *Heat transfer handbook*. John Wiley & sons inc.
- Blog UNAM. (2 de mayo de 2017). *Transporte de energía UNAM*. Obtenido de <http://equipo3transportedeenergia.blogspot.com/2017/05/introduccion-la-conveccion.html>
- Broncesval S.L. (2020). *Broncesval S.L.* Obtenido de <https://www.broncesval.com/aluminio/aluminio-aleacion-magnesio-en-aw-5086/>
- Direct Industry. (s.f.). *Direct Industry*. Obtenido de <https://www.directindustry.es/prod/api-schmidt-bretten-api-heat-transfer-group/product-39767-1872713.html>
- Jacimovic, B., Genic, S., & Budimir, N. J. (2008). Criteria for the vapor space design in kettle reboilers. *Scientific bulletin of the "politehnica" univeristy of Timisoara*.
- Kakaç, S., Hongtan, L., & Anchasa, P. (2012). *Heat Exchangers: Selection, rating and thermal design, 3rd edition*. CRC Press.
- Latife Berrin, E., Mehmet Mete, Ö., & Bahadir, D. (2017). Comprehensive Study of Compact Heat Exchangers with Offset Strip Fin. *IntechOpen*.
- Ministerio para la transición ecológica y el reto demográfico. (s.f.). *PRTR España*. Obtenido de <http://www.prtr-es.es/CH4-metano,15588,11,2007.html>
- Original del autor. (s.f.).
- P. Incropera, F., & P. de Witt, D. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor, 4a ed.* Prentice Hall.
- Pulvirenti, B., Matalone, A., & Barucca, U. (26 de Mayo de 2010). Boiling heat transfer in narrow channels with offset strip fins: Application to electronic chipsets cooling. *Applied Thermal Engineering, Elsevier*.
- Ramana Murthy, K., Ranganayakulu, C., & Ashok Babu, T. P. (7 de Mayo de 2016). Condensation heat transfer and pressure drop of R-134a saturated vapour inside a brazed compact plate fin heat exchanger with serrated fin. *Heat and Mass Transfer*.
- Serth, R. W. (2007). *Process Heat Transfer: principles and applications*. Elsevier.
- UNED. (2018/2019). *Publicaciones UNED, apuntes Ingeniería Térmica*. Obtenido de <http://portal.uned.es/Publicaciones/htdocs/pdf.jsp?articulo=6803303GR03A01>
- United Heat Exchanger. (s.f.). *United Heat Exchanger*. Obtenido de <https://heatexchanger.co.in/kettle-reboiler-type-heat-exchanger/>
- W. M., K., & London, A. (2018). *Compact Heat Exchangers, 3rd edition*. Scientific International Pvt. Ltd.
- Wikipedia. (12 de noviembre de 2010). *Wikipedia*. Obtenido de https://es.wikipedia.org/wiki/Intercambiador_de_calor_de_carcasa_y_tubos
- Wikipedia. (2011). *Wikipedia*. Obtenido de https://en.wikipedia.org/wiki/File:Kettle_reboiler.svg
- Wikipedia. (2011). *Wikipedia*. Obtenido de https://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:M%C3%A9todos_de_transferencia_de_calor.svg



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE
NÁUTICA E MÁQUINAS

Zhangjiagang Maitan Metal Products Co., Limited. (s.f.). *Made-in-China*. Obtenido de
https://es.made-in-china.com/co_maitan/product_Stainless-Steel-Seamless-U-Tube-for-Heat-Exchanger-U-Tubes_rsuoroig.html



11. INDICE DE TABLAS

Tabla 3.1.1 - Características del metano en condiciones normales. Fuente: (Ministerio para la transición ecológica y el reto demográfico, s.f.)..... 10

Tabla 7.1.1 - Valores del factor de impureza para algunos fluidos. Fuente: (P. Incropera & P. de Witt, 1999)51

Tabla 8.1 - Propiedades iniciales de los fluidos. Fuente: (Baaliña Insua, Romero Gómez, Romero Gómez, & López Bernal, 2015).....62

Tabla 8.1.8.2 - Propiedades de los fluidos. Fuente: (Original del autor)62

Tabla 8.2.2.1 - Dimensiones tubos. Fuente: (Original del autor).....66

Tabla 8.2.2.2 - Propiedades físicas generales de la aleación EN AW-5086. Fuente: (Broncesval S.L., 2020).....66

Tabla 8.2.3.1 – Propiedades del metano en cada punto. Fuente: (Original del autor).....69

Tabla 8.3.1 Medidas propuestas para el intercambiador compacto. Fuente: (Original del autor)79

Tabla 8.3.2 Datos geométricos del intercambiador. Fuente: (Original del autor) ..80

**12. INDICE DE FIGURAS**

Figura 3.3.1 - Gráfica presiones de vapor LNG. Fuente: (Alejandro, 2019)	11
Figura 3.3.2 - Gráfica densidad relativa del metano. Fuente: (Alejandro, 2019) ...	12
Figura 4.2.1 - Configuraciones para alimentación de motores duales. RS: Reliquefaction system, GCU: gas combustión unit. Fuente: (Baaliña Insua, Romero Gómez, Romero Gómez, & López Bernal, 2015)	15
Figura 4.3.1 - Esquema de la planta de relicuefacción. Fuente: (Baaliña Insua, Romero Gómez, Romero Gómez, & López Bernal, 2015)	17
Figura 4.3.2 - Diagrama del compresor y distribución de las etapas de compresión del BOG y el etileno. Fuente: (Baaliña Insua, Romero Gómez, Romero Gómez, & López Bernal, 2015)	18
Figura 5.1.1 - Formas de transferencia de calor. Fuente: (Wikipedia, 2011)	20
Figura 5.2.1.1 - Circuito térmico equivalente para conducción en pared compuesta en serie y paralelo. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003).....	23
Figura 5.2.1.2 - Circuito térmico equivalente para un cilindro con convección y conducción. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003).....	23
<i>Figura 6.2.1 Esquema de un intercambiador simple de carcasa y tubos. Fuente: (Wikipedia, 2010)</i>	<i>32</i>
Figura 6.2.1.1 Tipos de cabezales y carcasas según la clasificación TEMA. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003).....	33
Figura 6.2.2.1 Esquema de un intercambiador con los tubos en “U”. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012).....	34
Figura - 6.2.2.2 Haz de tubos en “U” sin la carcasa. Fuente: (Zhangjiagang Maitan Metal Products Co., Limited, s.f.)	34
Figura 6.2.2.3 - Esquema intercambiador con placa de tubos fija. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)	35
Figura 6.2.2.4 - Esquema intercambiador con cabezal flotante. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012)	35
Figura 6.2.4.1 - Algunos tipos de deflectores de placa. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012).....	37
Figura 6.2.4.2 - Más deflectores de placa. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012).....	38
Figura 6.2.4.3 - Tipos de deflectores de varilla. Fuente: (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012).....	39
Figura 6.3.1 - Ejemplo de intercambiador compacto. Fuente: (Direct Industry, s.f.)	40
Figura 6.3.2 - Configuraciones para intercambiadores compactos con tubos circulares: (a) placa de aleta y tubos para gases; (b) tubos con aletas individuales; (c) aleta plana y aleta desplazada. (Kakaç, Hongtan, & Anchasa, 2012).....	40
Figura 6.3.3 - Vista explosionada del interior de un intercambiador compacto. (1) Placas; (2) Conexiones metálicas; (3) Aletas metálicas longitudinales. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003).....	41
Figura 6.3.4 - Intercambiador compacto de flujo cruzado sin cabezales. Fuente: (Bejan & Kraus, 2003).....	42
Figura 8.1 - Evolución del metano. Fuente: (Original del autor).....	63
Figura 8.2 - Evolución del etileno. Fuente: (Original del autor)	63
Figura 8.2.3.1 – Cálculo de las propiedades del punto 1 en el EES. Fuente: (Original del autor)	67
Figura 8.2.3.2 - Ventana de “Function information” del EES en la que obtendremos las propiedades termofísicas de los fluidos. Fuente: (Original del autor).....	68



Figura 8.2.3.3-Ventana de “Function information” que nos entrega el coeficiente de convección medio para una condensación en una tubería horizontal. Fuente: (Original del autor)	72
Figura 8.2.3.4 – Función para el cálculo de la presión crítica. Fuente: (Original del autor).....	73
Figura 8.2.3.5 – Función para el cálculo del Prandtl. Fuente: (Original del autor)	73
Figura 8.2.5.1 – DMLT 1. Fuente: (Original del autor).....	76
Figura 8.2.5.2 – DMLT 2. Fuente: (Original del autor).....	76
Figura 8.2.5.3 – DMLT 3. Fuente: (Original del autor).....	76
Figura 8.2.7.1 - Esquema de la sección transversal de las aletas desplazadas. Fuente: (Latife Berrin, Mehmet Mete, & Bahadir, 2017).....	78
Figura 8.3.1 - Geometría de las aletas según el EES. Fuente: (Original del autor)	79
Figura 8.3.1.1 Patrones de flujo observados en las capas límite en el experimento. Fuente: (Latife Berrin, Mehmet Mete, & Bahadir, 2017).....	81
Figura 8.3.1.2 - Esquema del intercambiador del ensayo. Fuente: (Ramana Murthy, Ranganayakulu, & Ashok Babu, 2016).....	83
Figura 8.3.1.3 - Coeficiente de convección experimental en función del flujo másico. Fuente: (Ramana Murthy, Ranganayakulu, & Ashok Babu, 2016)	84
Figura 8.3.1.4 Comparativa del coeficiente de convección calculado y el experimental. Fuente: (Ramana Murthy, Ranganayakulu, & Ashok Babu, 2016) .	85
Figura 8.3.1.5 Esquema de la geometría de las aletas. Fuente: (Pulvirenti, Matalone, & Barucca, 2010).....	86
Figura 8.3.1.6 - Coeficiente de convección experimental respecto al título. (Pulvirenti, Matalone, & Barucca, 2010).....	87
Figura 8.3.3.1 – Temperatura media y cálculo del Cp a esa temperatura. (Original del autor).....	91