



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**INGENIERÍA BÁSICA DE LA SEGUNDA ETAPA DE
UN SISTEMA TIPO MED GEOTÉRMICO**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO EN ENERÍAS RENOVABLES

PRESETA:

MANUEL HERNÁNDEZ CASTILLO

DIRECTOR DE TESIS:

Dr. Alexis Acuña Ramírez

Mexicali B.C. 24 de enero de 2017

Tabla de contenido

Agradecimientos	3
Resumen	4
Capítulo 1. Antecedentes	6
Historia de la desalación térmica de agua de mar	6
1.1 Desalación a nivel mundial y en México	7
1.2 Tecnologías de desalación térmica en la industria	8
1.2.1 Sistema de desalación tipo MSF.....	8
1.2.2 Sistema de desalación tipo MED.....	9
1.2.3 Sistema de desalación tipo MVC y TVC.....	10
1.2.4 Sistema de desalación prototipo MED-LE.....	12
Capitulo 2. Intercambiadores de calor	15
2.1 Tipos de intercambiadores de calor	15
2.1.1 Por su geometría.....	15
2.1.2 Por su disposición de flujos.....	17
2.2 Bases teóricas en intercambiadores de calor	21
2.2.1 Bases térmicas e hidráulicas para el diseño de intercambiadores.....	22
2.2.2 Correlaciones para determinar factores de fricción.....	38
2.2.3 Correlaciones convectivas.....	41
2.3 Intercambiadores de calor en desalación	43
2.4 Metodología general para el diseño térmico-hidráulico de sistemas MED	43
2.5 Conclusión capítulo 2	45
Capitulo 3. Propuesta de diseño, segunda cámara sistema de desalación tipo MED-LE	46
3.1 Parámetros termo-hidráulicos operativos	46
3.2 Justificaciones y propuestas iniciales	49
3.3 Normativas de diseño de intercambiadores de calor	50
3.4 Análisis de esfuerzos de la cámara de desalación propuesta	52
3.5 Resumen de parámetros geométricos, térmicos, hidráulicos y mecánicos finales	57
3.6 Conclusión capítulo 3	58
Capitulo 4 Propuesta de construcción de la segunda cámara del sistema de desalación tipo MED-LE	59
4.1 Propuesta de materiales a manufacturar	59
4.2 Metodología para la manufacturación del intercambiador de calor	59
4.3 Propuesta de equipos auxiliares	60
4.3.1 Sistema de circulación y bombeo.....	60

4.3.2 Accesorios para monitoreo.....	60
4.4 Conclusión capítulo 4.	60
Capítulo 5 Resultados y conclusiones.....	62
5.2 Conclusiones generales.....	62
5.3 Conclusiones particulares.....	62
Bibliografía	I
Anexos	V
A.1 Dibujo en CAD del modelo didactico del intercambiador de calor	V
A.2 Planos del intercambiador de calor	VI
A.3 Partes de los intercambiadores de calor	XIV
Nomenclatura.....	XV
Sub indices	XVI
Lista de figuras	XVII
Lista de tablas	XIX

Agradecimientos

A mis padres por estar todo el tiempo apoyándome incondicionalmente en todo lo que he necesitado para lograr mis metas.

A mis maestros que siempre me enseñaron con paciencia.

A mis hermanos que siempre estuvieron como apoyo.

A mis amigos que siempre hicieron agradable estar en la escuela y trabajamos muy bien juntos.

A el Ing. Jesús Ruvalcaba que siempre ha sido un buen líder y ha hecho realidad proyectos muy importantes del grupo iiDEA.

La familia Zenón que me brindo su apoyo cuando fui a ciudad de México a trabajar en esta investigación.

A mi director de Tesis el Dr. Alexis Acuña que ha tenido gran paciencia para asesorarme durante este trabajo.

El grupo iiDEA de Mexicali que siempre ha sido un gran equipo y hay una química increíble entre nosotros para sacar adelante cualquier proyecto.

El grupo iiDEA de la ciudad de México que siempre puso a nuestra disposición su conocimiento para llevar acabo el proyecto.

Resumen.

En México igual que en el mundo, el agua es un recurso que por derecho le pertenece a la población. Desafortunadamente uno de los peores problemas sociales es este, no todos en México tienen acceso al agua potable. Hay tres factores que influyen enormemente en el desarrollo de éste problema, uno de ellos es el crecimiento desmedido de la población, el mal uso de este recurso, y la contaminación junto con la sobre explotación de los mantos acuíferos. En México se cuentan con 654 acuíferos de acuerdo con la comisión nacional del agua, de los cuales 97 están en condiciones de sobreexplotación. De estos 654 acuíferos 17 de ellos presentan problemas de salinidad (Soto, 2009). También se cuenta con lugares cercanos a la costa, y que presentan problemas de obtención de agua potable, como lo es el caso de algunas regiones de la península de Baja California.

Es normal pensar que si se sigue a este ritmo muy pronto estaremos enfrentándonos a problemas más graves relacionados con la escases de agua. Por esta razón se están explorando nuevas alternativas para hacer posible el suministro de agua a la población. Estas alternativas se pretende que sirvan como solución a estos problemas.

El agua es uno de los elementos más abundantes de la tierra, constituye aproximadamente un 70% de la superficie de nuestro planeta, desafortunadamente la mayor parte de esta agua es agua salada. Es por eso que se propone como solución, la desalación de agua de mar. Hoy en día hay varios países, como Israel y Arabia Saudita que se encuentran en Medio Oriente, que utilizan diferentes métodos de desalación, para de esta manera abastecer a su población de agua potable (Alarcon, 2012). Estos países han sido pioneros en el desarrollo de estas tecnologías. El agua potable que están obteniendo ha sido un detonante en el desarrollo social de estos países.

Hay diferentes tecnologías utilizadas para la desalación, como lo son la osmosis inversa, electrodiálisis, cristalización, intercambio químico, por mencionar algunas. También hay tecnologías de desalación térmicas, las cuales llevan años desarrollándose, y que anteriormente eran utilizadas solo en las industrias, pero recientemente se les está dando nuevo enfoque, poniéndole más atención a lo ecológico, al impacto que estas generen en los ecosistemas.

Uno de los procesos que más consume energía, y produce mayor contaminación del aire, es el calentamiento del agua para servicios y es que se tiene que calentar el agua hasta temperaturas en las que cambie de fase, para de esta manera remover salinidad. Es por esta razón que se propone que el calentamiento del fluido se lleve a cabo mediante el aprovechamiento de recurso geotérmico de baja entalpía. México es un país con abundante recurso geotérmico, sin embargo anteriormente el aprovechamiento que se le daba era solamente para la generación de electricidad. Hay un pequeño sector que normalmente se desprecia, es el de baja entalpía, que anteriormente se utilizaba solo con fines de usos directos, como en la climatización, secado de alimentos, y balnearios, por mencionar algunos.

El desarrollo de tecnologías que utilicen recurso geotérmico de baja entalpía para desalar agua de mar, actualmente representa un reto. Sin embargo, ya se cuenta con tecnologías experimentales que han arrojado buenos resultados. Estos estudios están siendo llevados a cabo por el Instituto de Ingeniería de la UNAM, en el proyecto IIDEA. Actualmente ya se cuenta con un prototipo de la primera cámara de desalación con energía geotérmica tipo MED-LE. Esta primera cámara ha arrojado buenos resultados, y abre un nuevo panorama para el aprovechamiento de la energía geotérmica de baja entalpía.

Este trabajo tiene como objetivo contribuir al desarrollo de esta tecnología, mediante el diseño de la segunda cámara para el sistema de desalación tipo MED-LE. El cual aumentará el aprovechamiento del recurso geotérmico, y el volumen obtenido de agua producto. Se tomará como referencia los principios de funcionamiento de los sistemas de desalación tipo MED y los datos de la salida de la primera cámara.

Para llevar a cabo esta tesis, en el primer capítulo, se realizará un análisis histórico de los sistemas de desalación, así como de los sistemas MED, y los sistemas MED-LE. Como el objetivo de este trabajo es darle seguimiento al trabajo ya realizado en el proyecto IIDEA, se hará énfasis a los resultados ya obtenidos. También se tomarán en cuenta el diseño del primer intercambiador de calor para generación de vapor.

En el segundo capítulo se mostrarán los diferentes tipos de intercambiadores de calor que existen, así como los principios físicos que los rigen. Se tomarán en cuenta las bases termodinámicas, y de transferencia de calor que rigen a los intercambiadores. Para de esta manera cimentar el desarrollo de la propuesta.

En el tercer capítulo se hará una propuesta de diseño. La propuesta se hará tomando en cuenta las bases matemáticas de los intercambiadores de calor. Se hará énfasis en los materiales, y en la normativa que rige el diseño de los intercambiadores de calor.

En el cuarto capítulo se realizará la propuesta constructiva del intercambiador de calor para generación de vapor para el sistema de desalación tipo MED-LE. Se mencionará el material a manufacturar, y de qué manera se puede manufacturar. Así como el análisis al intercambiador de calor propuesto.

Finalmente, en el quinto capítulo se presentarán los resultados obtenidos a lo largo de esta investigación, así como las conclusiones finales de la investigación. Se hará mención nuevamente a las consideraciones que se tomaron. Para que de esta manera se pueda observar por qué llevaron a cabo las diversas decisiones a la hora del diseño.

Capítulo 1. Antecedentes.

En este capítulo se dará un repaso a los antecedentes de la desalación de agua. Se analizarán los métodos utilizados a través del tiempo, haciendo énfasis en los sistemas de desalación térmicos, tipo MED y MSF. Se llevará a cabo un ligero análisis de estos sistemas de desalación, enfocados especialmente en los intercambiadores de calor. Se presentarán las características que diferencian una tecnología de la otra (MED, MSF).

Historia de la desalación térmica de agua de mar.

El agua de mar es una solución basada en agua que compone los océanos y mares de la Tierra. Es salada por la concentración de sales minerales disueltas que contiene, entre las que predomina el cloruro de sodio, también conocido como sal de mesa. El océano tiene un 97.25% del total de agua que contiene la hidrosfera (Marrero, 1960). Se le conoce como desalación de agua de mar al proceso por el cual el agua de mar y las aguas salobres, es convertida en agua apta para el consumo humano, uso doméstico, uso industrial, y uso agrícola. La mayoría de los especialistas en el tema, manejan como promedio que el agua de mar tiene alrededor de 35000 ppm, y el agua salobre entre 5000 y 10000 ppm. También es bueno definir a que se le conoce como agua dulce, y agua potable. Hay ciertos estándares que tienen que cumplir, estos pueden variar dependiendo del país. Normalmente el promedio que se maneja, de acuerdo a la OMS (Organización Mundial de la Salud), para que se considere agua dulce, la cantidad de sales disueltas en el agua debe de ser de inferior a las 500 ppm. Adicional a esto para que sea potable, debe de ser inodora, incolora, insípida y finalmente libre de bacterias contaminantes.

Es importante también tener en cuenta que en el mundo aproximadamente el 71% de la superficie es agua, sin embargo de este recurso el 97% está disponible en los océanos, lo que quiere decir que está en forma de agua salada. Al ser así, esto indica que no es apto para el consumo humano (EcuRed, 2011). Por esta razón la humanidad desde tiempos ancestrales ha buscado la manera de desalinizar el agua, para que de esta manera pueda ser aprovechada por las diferentes civilizaciones.

Las referencias más antiguas, y concretas de la desalación se remonta a Tales de Mileto (624-547 a.C.) y Demócrito (460-370 a.C.), quienes sugirieron que se podría obtener agua dulce, a partir de agua de mar, mediante la filtración a través de la tierra. Después de ellos le sigue Aristóteles, en el siglo IV, quien describió un método para producir agua potable evaporando el agua de mar. Posteriormente San Basilio, un líder religioso griego escribió: "los marinos hierven el agua del mar, colectan los vapores en esponjas para escurrirlos y saciar su sed". Esto da inicio a los procesos de desalación térmica (García, 2006).

En el siglo VIII un químico de Irak escribe la conocida teoría de la destilación, pero es el gobierno británico quien hace uso del estudio árabe y lo patenta en 1869 construyendo la primera torre de destilación. A comienzos del siglo XIX ya eran conocidos los principios de los métodos de desalación que podemos llamar naturales, concretamente la evaporación solar, la destilación y la congelación. Y en el nuevo mundo el estadista científico Thomas Jefferson presenta la primera torre de desalación de agua salina instalada en un barco. La primera

planta de desalinización en tierra firme fue construida por la firma Griscom-Russel de EEUU en 1930 (Popkin, 1968).

Como se puede observar la desalación térmica es una de las formas más antiguas de desalación. Actualmente existe una gran diversidad en los métodos de desalación. Se hace énfasis en la desalación térmica ya que, la desalación por múltiple efecto (MED por sus siglas en inglés), es un tipo de desalación térmica, y es al que se le dará especial enfoque.

1.1 Desalación a nivel mundial y en México.

Actualmente debido al crecimiento de la población en el mundo, así como el mal manejo de los recursos hídricos se ha presentado escases de agua a nivel mundial, lo que ha llevado a muchos países a ver la desalación de agua de mar como una opción para abastecer a sus pobladores. Entre los países más destacados en desalación se encuentra Arabia Saudita quien tiene una producción de 880,000 m³/d de agua desalada (Salmeron, 2012), este país tiene ciertas condiciones que lo han llevado a ser una potencia en desalación, puesto que es un país desértico, y también es el país con mayor producción de petróleo con 10.2 millones de barriles diarios (Economista, 2015). Anteriormente el país ya había recurrido a aguas superficiales y subterráneas y cuando disminuyo su calidad las desalaron, y posteriormente se recurrió al agua de mar.

En Estados Unidos se tienen un ejemplo singulares sobre la aplicación de la desalación, ya que en Yuma se construyó una desalinizadora de 300,000m³/d y la cual ha trabajado pocas ocasiones, cuyo objetivo es desalar las aguas del Río Colorado, que como consecuencia de los retornos de los regadíos llegaba a México en condiciones poco apropiadas para su uso (Interior, 2014).

A lo largo de estos últimos años se ha logrado muy poco avance, esto debido a los altos costos de las materias primas. Hace 5 años se puso en marcha un proyecto para construir en vertical y en torre de hormigón una desalinizadora de evaporación en Los Ángeles, el cual fue abandonado 2 años después de haber iniciado. Por fortuna se ha dado una reducción en los costes de instalación, lo que ha aumentando el tamaño de las instalaciones y se ha mejorando el calculo de espesores mediante la aplicación de análisis de elemento finito. Así se ha pasado de 20,000 m³/d por modulo hasta 50,000 m³/d (Germán Eduardo, 2013).

En Arabia Saudita se tienen nuevos proyectos con capacidades superiores a los 500,000 m³/d basados en tecnologías de destilación. De igual manera en Libia apuntan al uso de tecnologías de desalación por destilación. En Argelia se tienen proyectos con capacidades de 2,000,000 de m³/d basados en desalación por osmosis inversa, esto debido al alza en los precios del petróleo. Australia puso en marcha el 18 de Abril del 2013 en Perth su primer desalinizadora con 100,000 m³/d y a la que quieren seguir 6 más (Germán Eduardo, 2013).

Datos del IDA (Asociación Internacional de Desalación por sus siglas en inglés) nos indican que para el año 2013 se tenían poco más de 17,000 plantas de desalación alrededor del mundo. Lo cual representa más de 80 millones de m³/d, con 150 países alrededor del mundo

llevando a cabo la desalación y más de 300 millones de personas que utilizan agua desalada en alguna de sus actividades.

Datos del IMTA (Instituto Mexicano de Tecnología del Agua) indican que para el año 2007 en México existían 320 sitios en donde se encontraban instaladas desalinizadoras, los cuales contaban con 435 plantas. Esta infraestructura se encuentra distribuida en todo el país. El estado con mayor número de desalinizadoras ese año era el de Quintana Roo, con 124 unidades, seguido por Baja California Sur, con 71. Este último contaba con la planta municipal más grande del país, en los Cabos, con una producción de 17 280 m³/d y abastece a una parte de la ciudad. La concesión por 20 años la tiene una empresa española y el costo por m³ en 2007 era de \$10.50 M.N.

También en México se realizan estudios sobre el uso de energías alternas para la desalación, esto pensado en comunidades alejadas con problemas de agua. La península de Baja California y gran parte de Sonora son de gran interés para llevar a cabo la construcción de plantas desalinizadoras. En los próximos años se espera un gran crecimiento de plantas desalinizadoras a lo largo del país.

1.2 Tecnologías de desalación térmica en la industria.

La desalación térmica es una de las más utilizadas en la industria, ya que esta aprovecha el calor generado por los diferentes procesos o el calor residual de los mismos. Esta se lleva a cabo mediante la destilación del agua. El agua producto de la destilación es muy pura, es decir tiene muy poca concentración de sales en ella, lo cual aunado con el hecho de que se requiere calor para su funcionamiento han hecho que la desalación térmica sea una de las más populares. A continuación se hablara de los diferentes tipos de desalación utilizados en la actualidad. Los cuales son la desalación MSF, MED, TVC, y se hablara del prototipo MED.

1.2.1 Sistema de desalación tipo MSF.

Este método consiste en calentar el agua para conseguir vapor que no contiene sales. El vapor generado posteriormente se condensa en el interior o exterior de los tubos de la instalación. Los sistemas de desalación suelen funcionar a presiones inferiores a las de la atmósfera, para que se lleve a cabo el cambio de fase del agua más fácilmente. Para esto se utilizan bombas de vacío o eyectores, además de la extracción de gases no condensables. La utilización de cámara flash permite una evaporación súbita, por lo tanto es irreversible, previa a su posterior condensación. Generalmente, la cámara flash se sitúa en la parte baja de un condensador de dicho vapor generado en la cámara inferior. Por lo tanto, la recuperación de calor necesario para la evaporación se obtiene gracias a la unión sucesiva de etapas en cascada a diferente presión, y es necesario el aporte mínimo de la condensación de un vapor de baja o media calidad proveniente de una planta de generación eléctrica (Alarcon, 2012). En la fig. 1 se muestra el diagrama de una planta de desalación por efecto flash.



Figura 1 Diagrama de una planta de desalación por efecto flash (Moreno, 2011)

Es el proceso más utilizado en el mundo, sobre todo en Oriente Medio, ya que permite el tratamiento de aguas con alta salinidad, temperatura y contaminación. Su capacidad de obtener agua destilada es mayor con respecto a los otros sistemas y dada la forma instantánea en que se produce la evaporación, el problema de las incrustaciones se ve reducido; sin embargo esto hace que el consumo de energía se eleve considerablemente (Torres, 2013).

Sin embargo tienen un gran inconveniente, la cantidad de energía que consumen para generar cada metro cúbico de agua es muy elevado. A este consumo contribuyen el consumo térmico proveniente de la planta productora de electricidad, más alto que otros procesos de destilación debido al efecto flash; y el consumo eléctrico debido al gran número de bombas necesarias para la circulación de los flujos de planta. Además de su alto coste de operación, su coste de instalación no es más bajo que otros procesos de desalación (Jaimes, 2008).

Debido a este inconveniente se han buscado otras alternativas como lo es la destilación por múltiple efecto (MED), que es más viable, energéticamente hablando. Y en base a esta tecnología se propone un sistema de desalación tipo MED-LE, con este tipo de tecnología se pretende aprovechar la energía geotérmica de baja entalpía.

1.2.2 Sistema de desalación tipo MED.

La desalación por múltiple efecto, tiene el mismo principio que la desalación flash (MSF), ya que ambas son del tipo térmico. La diferencia radica en la forma en que se lleva a cabo la evaporación, ya que en las plantas MED se utilizan varios evaporadores del tipo de película delgada. Esto quiere decir que la evaporación se produce de forma natural en una cara de los tubos de un intercambiador aprovechando el calor latente desprendido por la condensación del vapor en la otra cara del mismo. De esta manera se pueden obtener mejores coeficientes de transferencia de calor que en un sistema MSF, en donde se produce evaporación súbita directa. Como resultado de esto se observa mayor eficiencia energética (Tzen, 2008).

Las plantas MED utilizan condensadores de evaporación de tubo horizontal, y película descendente en una serie de disposiciones, para producir una cantidad de destilado, mediante pasos repetidos de evaporación y condensación, cada uno de ellos a una menor temperatura y presión, todo ello a partir de una cantidad de vapor motriz. Este vapor procede de un sistema recuperativo, una turbina de contrapresión o extracción de una condensación. Por lo tanto las

plantas MED también pueden funcionar gracias a sistemas de cogeneración al igual que las MSF consumiendo una porción de energía destinada previo a la producción eléctrica (Tzen, 2008).

En un sistema MED se puede incorporar cualquier cantidad de efectos (condensadores- evaporadores), a la sección de recuperación de calor de las plantas, según la temperatura y el costo del calor de baja calidad disponible y el punto óptimo de intercambio entre inversión y economía de vapor. Entre mayor sea el número de fases, mayor será la cantidad de agua producto. Aunque por cuestiones económicas generalmente el número esta entre los 8 y 16 (Tzen, 2008). En la fig. 2 se muestra un diagrama de una planta de desalación tipo MED, se puede observar como el agua cruda pasa a través de una serie de evaporadores puestos en serie.

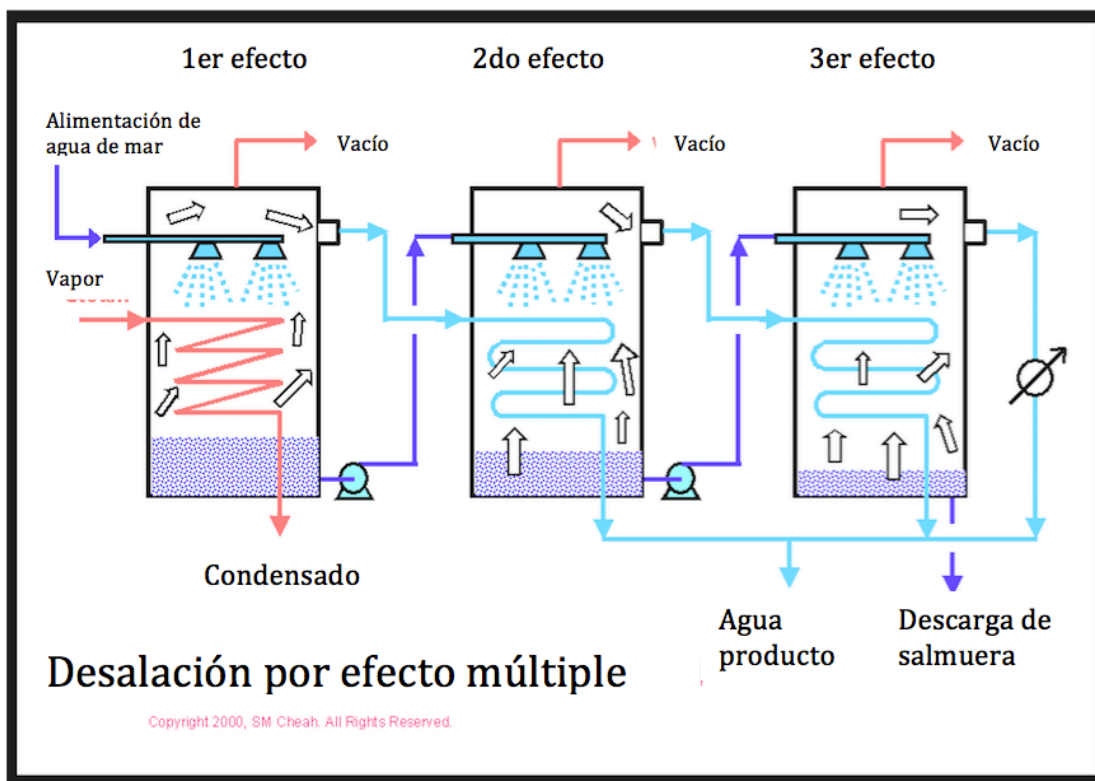


Figura 2 Diagrama de una planta de desalación de efecto múltiple (Hietanen, 2016)

También se observa como el vapor producido en alguna de las etapas se utiliza en la siguiente etapa para evaporar el agua, de esta manera como se menciona anteriormente el aporte de energía es menor. El aporte de energía primaria se hace sobre la primera etapa. Esto hace que la tecnología de desalación tipo MED sea una de las más prometedoras de la actualidad.

1.2.3 Sistema de desalación tipo MVC y TVC.

La desalación de agua por compresión de vapor (TVC por sus siglas en inglés) se puede realizar por dos procedimientos de compresión de vapor. Uno comprime el vapor mediante la acción de un compresor mecánico accionado por un motor, este proceso es conocido como

compresión mecánica de vapor, y es conocido como MVC (por sus siglas en inglés Mechanical Vapour Compression). El otro método para comprimir el vapor es utilizando un eyecto-compresor, movido a su vez por un vapor a media compresión, esto es conocido como eyecto compresión de vapor TVC (por sus siglas en inglés Thermal Vapour Compression). En la fig. 3 se muestra cómo se lleva a cabo la compresión mecánica del vapor.

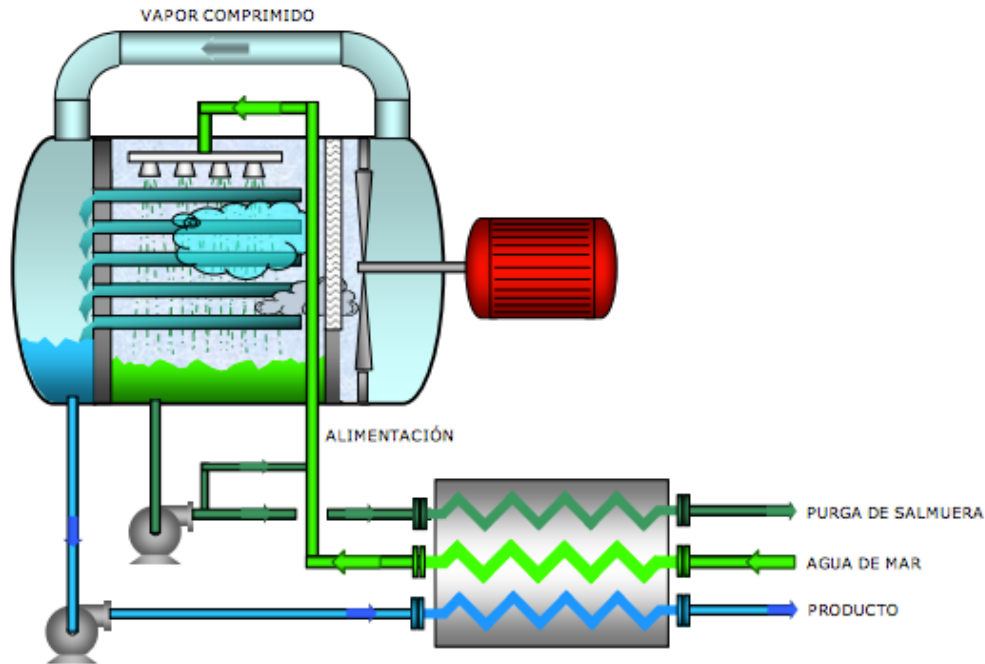


Figura 3 Diagrama de flujo de compresión mecánica de vapor (ECOAGUA, 2009)

En esta se observan tres partes principales un compresor movido con un motor, un evaporador que puede ser de una o varias etapas, y un intercambiador de calor líquido/líquido.

El agua bruta pasa por un intercambiador de calor donde es calentada y es aportada al ciclo en su totalidad. El agua bruta se mezcla con una parte de salmuera y forma la alimentación. La alimentación es bombeada al interior del evaporador y es rociada, sobre los tubos del condensador. Esta alimentación es calentada hasta alcanzar la temperatura de saturación correspondiente a la presión en el interior del evaporador, al seguir absorbiendo calor una parte se evapora. El vapor formado pasa por unas mallas separadoras de gotas, y entra a la aspiración del compresor, el cual lo comprime hasta una presión más alta, convirtiéndose en un vapor recalentado. Este vapor posteriormente se introduce al interior de los tubos del evaporador, donde primero pierde su calor sensible, y después se condensa, cediendo el calor a la alimentación que esta cayendo al exterior de los tubos. El producto es extraído por una bomba, y es enfriado por un intercambiador de calor de placas, cediéndole energía al agua de mar que será incorporada al ciclo. La porción de agua que no se logro evaporar cae al fondo del evaporador, y es retirada por una bomba, dividiéndose en dos corrientes, una que se mezcla con el agua bruta, y otra que es la purga de salmuera necesaria para mantener el equilibrio salino. Como la purga tiene una temperatura más alta es enfriada en el

intercambiador de placas donde cede su calor al agua bruta que entra al evaporador. El agua bruta tratada químicamente para evitar las incrustaciones y corrosiones (ECOAGUA, 2009) .

El proceso de desalación mediante eyecto compresión de vapor, es igual que el proceso de compresión mecánica de vapor, solo se sustituye el compresor mecánico por un eyector que funciona con vapor motriz externo. La diferencia más importante entre los dos procesos es que el eyector de vapor mezcla el vapor motriz externo, con el vapor producido en el interior de la cámara. Por ello el agua producto obtenida debe ser dividida en dos corrientes, una en la que se encuentra el agua producto obtenida, y otra que tiene el mismo caudal en peso que el vapor motriz utilizado, que se devuelve a la caldera productora de vapor motriz y que se conoce como condensado.

1.2.4 Sistema de desalación prototipo MED-LE

Los sistemas de desalación de tipo MED-LE, funcionan bajo el mismo principio que un sistema MED convencional, a excepción de que este utiliza recurso geotérmico de baja entalpía. En México existen varios puntos que cuentan con recursos geotérmicos de baja entalpía, en donde este sistema de desalación podría ser implementado. Uno de los mayores problemas en los sistemas térmicos de desalación es el aprovechamiento de una fuente de energía, así como la generación del vacío, que es primordial para poder llevar a cabo el proceso de desalación (iiDEA, 2015). Es muy importante que el sistema sea técnicamente sustentable, y se permita que el sistema opere con un mínimo de energía eléctrica, así como también facilite la utilización de equipos auxiliares como lo son bombas, equipos de medición y adquisición de datos, etc.

La energía geotérmica de baja entalpía diferentes autores la manejan que va desde los 25 °C a los 100°C. En el caso del sistema de desalación tipo MED-LE, se pretenden utilizar recurso geotérmico con temperaturas de 85-100 °C. Existen algunas diferencias operativas entre los sistemas MED convencionales y los MED-LE, como se muestra en la tabla 1.

	MED convencional	MED-LE
Fuente de Energía	Vapor	Recurso Geotérmico de baja entalpía
Temperatura de operación	<70 °C	85 °C
Aprovechamiento Energético	Primer Efecto (cámara de evaporación)	El recurso es empleado en el Primer Efecto posteriormente se aprovecha en cámaras subsecuentes en intercambiadores secundarios inferiores
Generación de Vacío	Eyectores de vapor	Hidroeyectores, Eyectores de aire comprimido, Turbocompresores

Tabla 1 Características operativas MED, MED-LE (Alarcon, 2012)

Por estas diferencias el esquema de los sistemas de desalación tipo MED-LE es diferente en relación a los MED convencionales como se muestra en la Fig. 4 en donde aprecia que el calor primario, sigue siendo utilizado en las cámaras posteriores del sistema de desalación. De esta manera el calor primario es mayormente aprovechado.

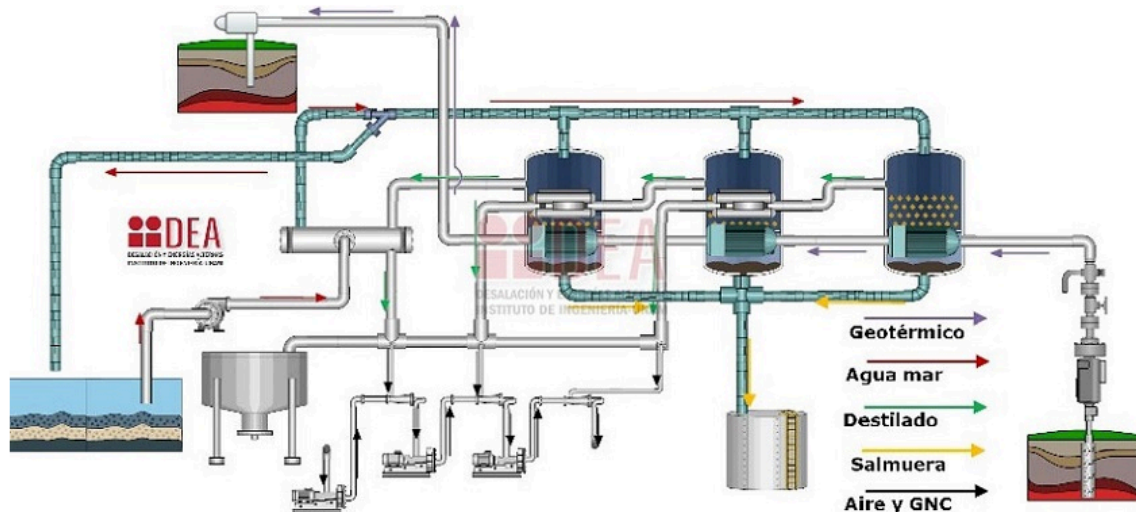


Figura 4 Diagrama de un sistema de desalación tipo MED-LE (iiDEA, 2015)

Otra de las diferencias es que en el sistema MED-LE ya no se cuenta con fluido motriz para generar el vacío. El vacío es de gran importancia ya que esto permite modificar la temperatura con la que el agua de mar cambia de fase, generando una mezcla bifásica vapor/agua salina. En el sistema de desalación tipo MED-LE el vacío se genera utilizando eyectores de aire comprimido (Torres, 2013). De acuerdo al análisis termodinámico del sistema, es la consideración que se hace para la potencia necesaria de generación de vacío, y eventualmente se estiman los costos del agua producto.

El sistema MED-LE se propone como un sistema eficiente, que emplea recursos renovables para la producción de agua desalada, mitigando así el problema de la distribución de agua en sectores aislados en el noroeste del país. Así como también contribuir a la disminución del impacto ambiental generado por procesos de combustión, empleados en otras tecnologías de desalación.

Actualmente se cuenta solo con el primer efecto, el cual ha sido diseñado y construido por el Instituto de Ingeniería de la UNAM. Se posiciona como una tecnología muy prometedora para llevar a cabo la desalación. Es por eso que se pretende dar seguimiento a este estudio, mediante la construcción de la segunda cámara.



Figura 5 Equipo MED-LE terminado en la primera etapa. (Hernández 2014)

Capítulo 2. Intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor, como su nombre lo dice, son dispositivos que nos permiten transferir o intercambiar el calor de un fluido a otro, evitando al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En este capítulo se podrán observar los diferentes tipos de intercambiadores de calor, que existen actualmente. Se realizará un análisis matemático de las condiciones físicas que rigen la operación de estos dispositivos, así como sus bases termodinámicas, y de transferencia de calor. Todo con el fin de tener un panorama más amplio de las bases científicas que rigen estos dispositivos.

2.1 Tipos de intercambiadores de calor

Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor, cada uno de ellos es utilizado para diferentes propósitos, ya que cada uno cuenta con diferentes tipos de características que los hacen especiales. Los intercambiadores de calor se dividen en dos: intercambiadores de calor según su construcción (geometría), e intercambiadores de calor según su operación (Yunus A. Cengel, 2011).

2.1.1 Por su geometría

Si bien los intercambiadores de calor se presentan en un gran número de formas y tamaños, la construcción de estos dispositivos puede estar incluida en alguna de las dos siguientes categorías: tubos y carcaza o platos. Como cualquier dispositivo mecánico, estos dispositivos cuentan con sus ventajas y desventajas.

Tubos y carcaza

Esta es la forma más simple y suele ser el más común de los intercambiadores de calor. Como se puede observar en la fig. 6 el intercambiador de calor consiste en un conjunto de tubos dentro de un contenedor llamado carcaza. Al flujo del fluido dentro de los tubos se le denomina

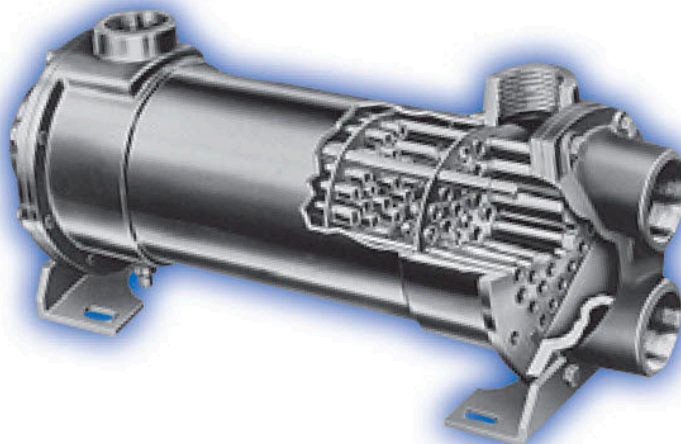


Figura 6. Intercambiador de calor de tubos y carcaza.

flujo interno, y aquel que fluye dentro de la carcasa se le denomina flujo de carcasa o flujo externo. En los extremos de los tubos, el fluido interno es separado del fluido externo de la carcasa por la(s) placa(s) del tubo. Los tubos se sujetan o se sueldan a una placa para proporcionar un sellado adecuado. En sistemas donde los fluidos presenta una gran diferencia entre sus presiones, el liquido con mayor presión se hace circular típicamente a través de los tubos y el liquido con una presión más baja circula del lado de la carcasa. Esto se hace debido a los costos en los materiales, los tubos del intercambiador de calor se pueden fabricar para soportar presiones más altas que la carcasa del intercambiador a un costo mas bajo. Cuenta con placas de soporte que también actúan como baffles para dirigir el flujo del líquido dentro de la carcasa hacia delante y hacia atrás a través de los tubos (Jaramillo, 2007).

Intercambiadores de calor tipo plato

El intercambiador de calor de tipo plato, como se muestra en la fig. 7, consiste de placas en lugar de tubos para separar los fluidos caliente y frio. Los fluidos a diferentes temperaturas se alternan entre cada una de las placas y los baffles dirigen el flujo de los líquidos entre las placas. Ya que cada una de las placas tienen un área superficial muy grande, las placas proveen un área extremadamente grande de transferencia de calor a cada uno de los fluidos. De tal manera que un intercambiador de calor de placas es capaz de transferir mucho mas calor que uno de tubos y coraza, de volumen de tubos semejante, esto es debido precisamente a que las placas proporcionan mayor área que la de los tubos. Debido a la alta eficiencia en la transferencia de calor, es mucho más pequeño que el de carcasa y tubos para la misma capacidad de intercambio de calor (Jaramillo, 2007).

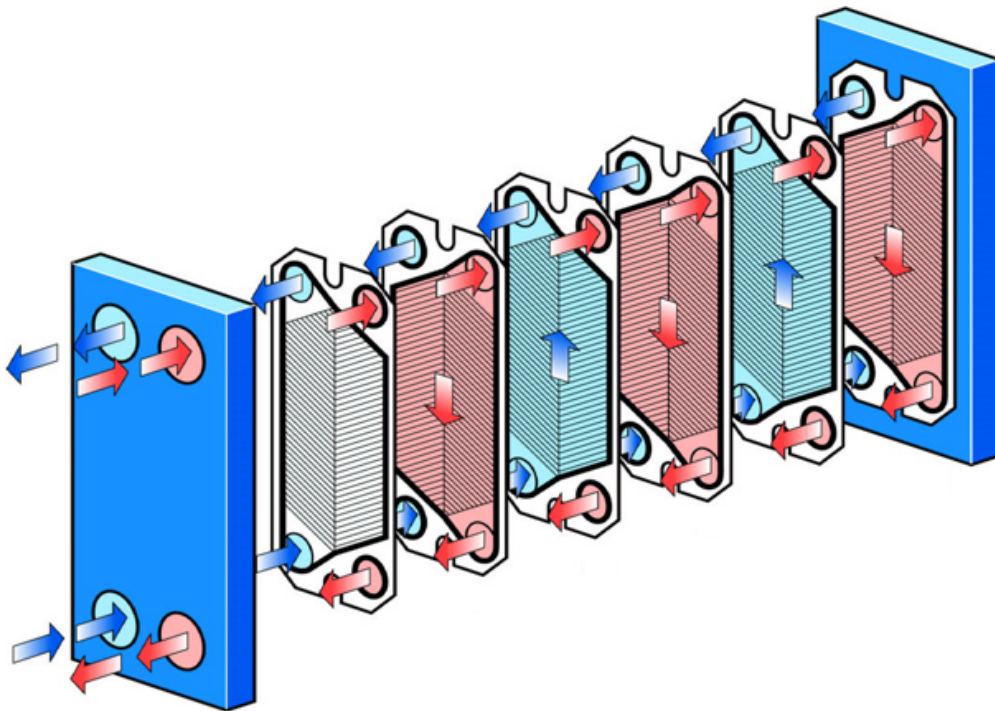


Figura 7 Intercambiador de calor de plato (LAVA, 2016)

Sin embargo el intercambiador de calor de placa no se utiliza tan extensamente como el de tubos y coraza, debido a la inhabilidad de sellar confiablemente las juntas entre cada una de las placas. Debido a esta razón, este tipo de intercambiador de calor es utilizado solo para aplicaciones en donde la presión sea pequeña o no muy alta, por ejemplo en refrigeradores de aceite para maquinas. Actualmente se cuentan importantes avances que han mejorado el diseño de las juntas y sellos, así como el diseño total del intercambiador de calor de placas. Esto ha permitido que se lleven a cabo algunos usos a gran escala. Así, es más común que cuando se renuevan viejas instalaciones o se construyan nuevas instalaciones el intercambiador de placa esta sustituyendo paulatinamente a los intercambiadores de calor de tubos y coraza (Jaramillo, 2007).

2.1.2 Por su disposición de flujos

Debido a que los intercambiadores de calor se pueden presentar en distintos tamaños, formas, materiales de manufactura, y modelos, estos son categorizados de acuerdo a características comunes. Una de las características que normalmente se emplea para categorizarlos es la dirección relativa de los flujos de los fluidos. Las tres categorías son: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado.

Flujo paralelo

En la fig. 8 se ve ilustrado que existe un flujo paralelo cuando el flujo interno de los tubos y el flujo externo o de carcaza fluye en la misma dirección. En este caso los dos fluidos se introducen al intercambiador de calor por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor es transferido del fluido con mayor temperatura al de menor temperatura, la temperatura de ambos fluidos se aproxima una a la otra, es decir el de mayor temperatura la disminuye, y el de menor temperatura la aumenta, ambos tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. El fluido de menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido con mayor temperatura (Jaramillo, 2007).

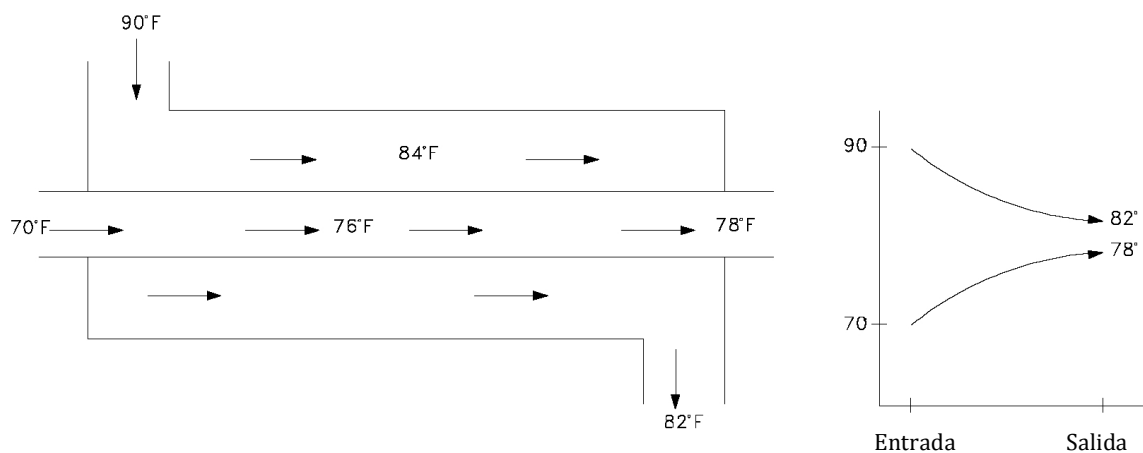


Figura 8 Intercambiador de calor flujo paralelo (Jaramillo, 2007)

Contra flujo

En la fig. 9 se presenta la ilustración de un intercambiador de calor a contraflujo, se puede observar que los dos fluidos fluyen en la misma dirección, pero en sentido opuesto. Cada fluido entra por diferentes extremos del intercambiador de calor. Este tipo de intercambiador de calor permite mayor transferencia que el de flujo paralelo, por ende el fluido frío se aproxima más a la temperatura del fluido caliente, y el fluido caliente se aproxima más a la temperatura del fluido frío. al salir del intercambiador de calor. Este tipo de intercambiador de calor resulta ser más eficiente que el de flujo paralelo (Yunus A. Cengel, 2011).

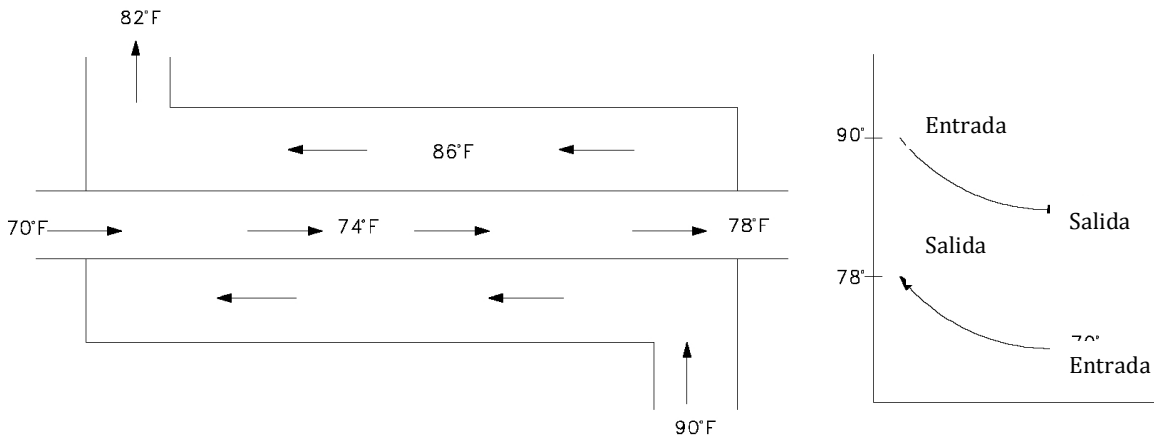


Figura 9 Intercambiador de calor a contra flujo (Jaramillo, 2007)

Flujo cruzado

En el intercambiador de calor de flujo cruzado los fluidos fluyen de manera perpendicular uno del otro, en la fig. 10 se ilustra como son los flujos. La flechas indican que uno de los fluidos pasa a través de los tubos, mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°. Normalmente estos tipos de intercambiadores de calor son usados cuando uno de los fluidos presenta cambio de fase y por lo tanto se tiene un fluido bifásico pasando por el intercambiador de calor. Un ejemplo típico de este tipo de intercambiador es en los sistemas de condensación de vapor, donde el vapor exhausto que sale de una turbina entra como flujo externo a la carcasa del condensador y el agua fría que fluye por los tubos absorbe el calor del vapor y esta se condensa. Este tipo de intercambiador es normalmente utilizado para condensar grandes cantidades de volúmenes de vapor de agua (Yunus A. Cengel, 2011).

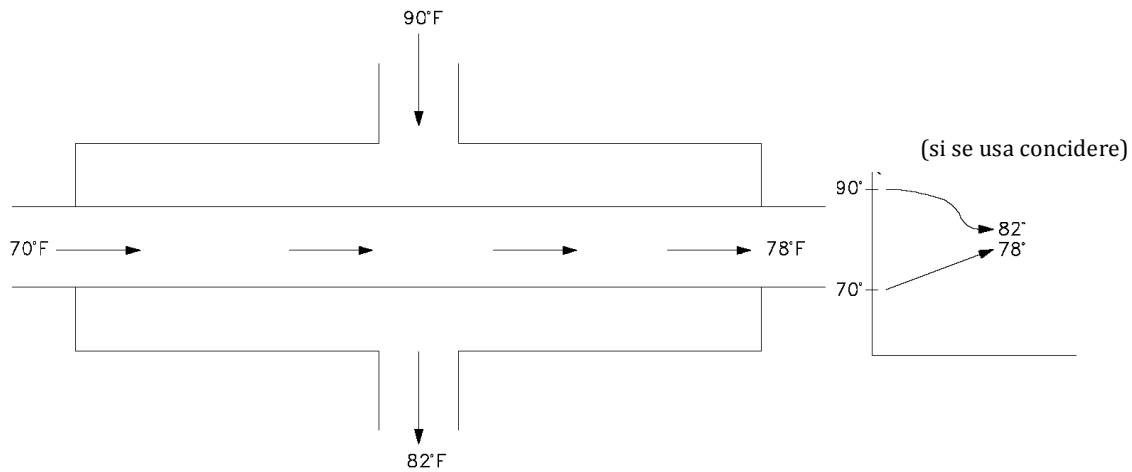


Figura 10 Intercambiador de calor de flujo cruzado (Jaramillo, 2007)

Actualmente la mayoría de los intercambiadores de calor no caí en alguna de las categorías anteriores, ya que los intercambiadores de calor actuales normalmente son una combinación de los diferentes tipos de intercambiadores que existen. Esto hace que sea un poco más complejo llevar acabo un analisis. La razón por la cual se hacen este tipo de combinaciones es maximizar la eficiencia del intercambiador dentro de las restricciones propias del diseño, que son: tamaño, costo, peso, eficiencia requerida, tipo de fluidos, temperaturas y presiones de operación, que permiten establecer la complejidad del intercambiador (Jaramillo, 2007).

Intercambiadores de calor de un solo paso (paso simple) y de múltiple pasos.

Un método que combina las características de dos o más intercambiadores y permite mejorar el desempeño de un intercambiador de calor, es tener que pasar los dos fluidos varias veces dentro de un intercambiador de calor de paso simple. Cuando los fluidos del intercambiador intercambian calor más de una vez, se denomina intercambiador de múltiples pasos. Si solo intercambian calor una vez se denomina de paso simple o de un solo paso. En la fig 11 se muestra un esquema de estos tipos de intercambiadores. Normalmente el intercambiador de pasos múltiples invierte el sentido del flujo del fluido utilizando dobleces en los tubos en forma de "U" en los extremos, es decir, el dobles permite al fluido fluir de regreso e incrementar el área de transferencia del intercambiador. Un segundo método para llevar a cabo múltiples pasos es insertar baffles o platos dentro del intercambiador (Yunus A. Cengel, 2011).

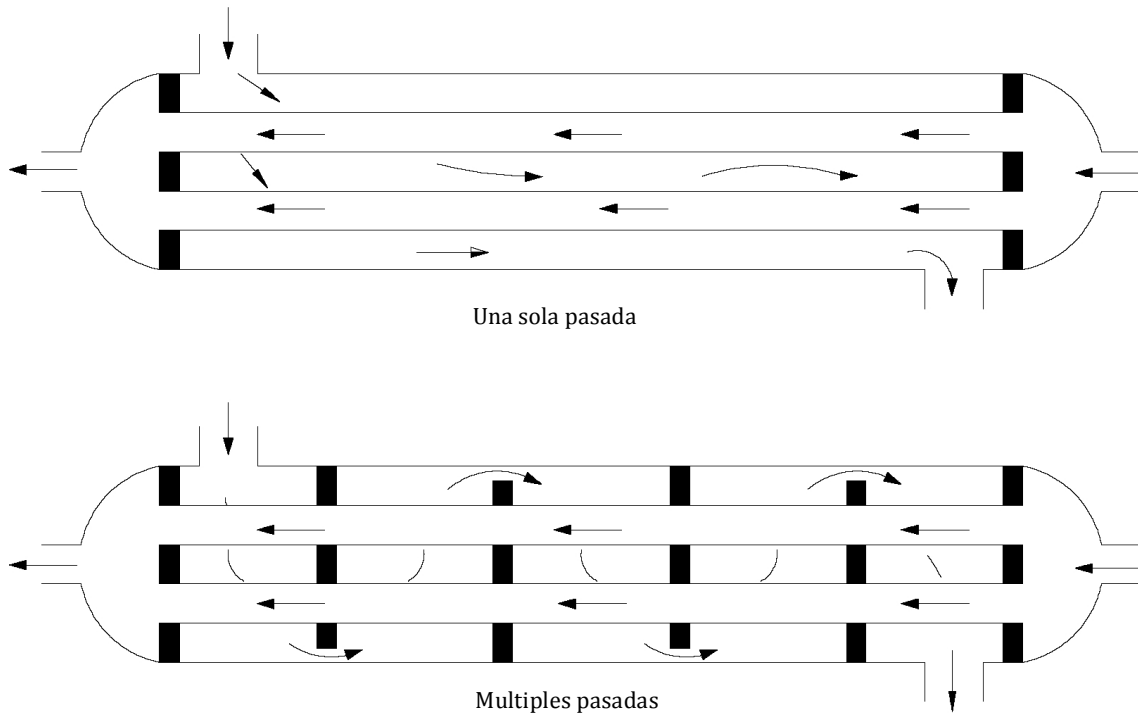


Figura 11 Intercambiadores de calor de paso simple, y de múltiple paso (Jaramillo, 2007)

Intercambiadora regenerativos y no regenerativos

También los intercambiadores pueden ser clasificados por su función en un sistema en particular. Una clasificación común es: regenerativo o no regenerativo. Un intercambiador de tipo regenerativo es aquel donde se utiliza el mismo fluido, es decir el fluido caliente y el fluido frío es el mismo fluido como se muestra en la fig. 12.

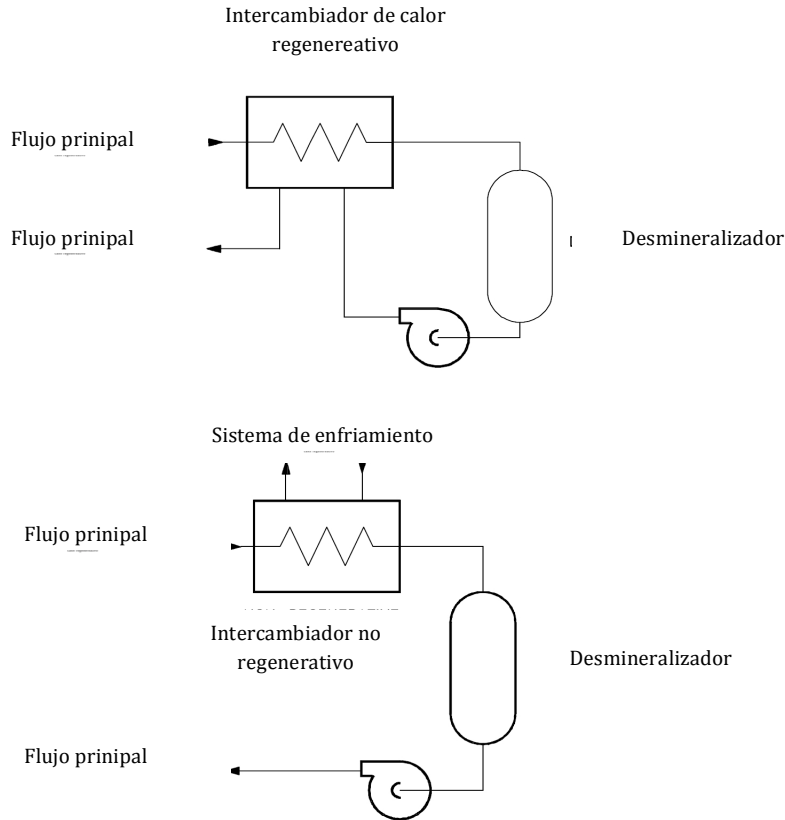


Figura 12 Intercambiador regenerativos e intercambiador no regenerativo (Jaramillo, 2007)

El fluido caliente abandona el sistema cediendo su calor a un regenerador, y posteriormente al sistema. Los intercambiadores regenerativos se utilizan comúnmente en sistemas con temperaturas altas donde una porción del fluido del sistema se remueve del proceso principal y posteriormente es integrado al sistema. El fluido que es removido del proceso principal contiene energía, el calor del fluido que abandona el sistema se usa para recalentar (regenerar) el fluido de regreso en lugar de expeler calor hacia un medio externo más frío, lo que mejora la eficiencia del intercambiador. Es importante tener en claro que los términos regenerativo y no regenerativo solo se refiere a como funciona el intercambiador de calor, y no indica el tipo de intercambiador de calor (carcaza y tubo, plato, flujo paralelo, flujo cruzado, contra flujo) (Jaramillo, 2007).

2.2 Bases teóricas en intercambiadores de calor.

En esta sección se hablará respecto a las bases térmicas e hidráulicas para el diseño de un intercambiador de calor, así como también se verán los mecanismos convectivos relacionadas con los parámetros de operación del intercambiador de calor que se propondrá en esta tesis. Se observaran las correlaciones para determinar el factor de fricción. Los intercambiadores de calor utilizados en la desalación, y la metodología general para el diseño de un intercambiador tipo MED, que servirán como base para el diseño del segundo intercambiador de calor para el sistema MED-LE.

2.2.1 Bases térmicas e hidráulicas para el diseño de intercambiadores.

En esta sección se hablará primeramente de los principios térmicos de los intercambiadores de calor y posteriormente se hablará de los principios hidráulicos. En primer lugar tiene que estar claro que la energía puede cruzar la frontera de un sistema cerrado en dos formas distintas: calor y trabajo. Siempre es importante saber distinguir estas dos formas de energía, por lo que se tiene que realizar un análisis de estas para formar una base sólida para el desarrollo de las leyes termodinámicas.

El calor es energía en transición y se reconoce solo cuando cruza la frontera de un sistema. Para esto es bueno considerar un pastel recién horneado caliente, el cual contiene energía que solo es transferencia de calor cuando cruza hacia el ambiente. Así en termodinámica el término calor significa simplemente transferencia de calor (Yunus A. Cengel, 2011).

El calor se define como la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas debido a una diferencia de temperatura (Yunus A. Cengel, 2011). Es decir una interacción de energía será calor solo si existe una diferencia de temperatura. De esta manera se deduce que si dos sistemas se encuentran a la misma temperatura no hay ninguna transferencia de calor.

Balance de energía

En base a la primera ley de la termodinámica, el principio de conservación de la energía se expresa como: el cambio neto (aumento o disminución) de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso. Es decir:

$$(Energía\ total\ que\ entra\ al\ sistema) - (Energía\ total\ que\ sale\ del\ sistema) = \\ (Cambio\ en\ la\ energía\ total\ del\ sistema),$$

$$0 \quad E_{entrada} - E_{salida} = \Delta E_{sistema}.$$

A esta relación se le conoce como balance de energía y es aplicable a cualquier tipo de sistema que experimenta cualquier clase de proceso. El uso exitoso de esta relación depende de la comprensión de las distintas formas de energía y reconocer los modos de cómo esta se transfiere (Yunus A Cengel, 2012).

Mecanismos de transferencia de la energía

La energía puede ser transferida hacia o desde un sistema en tres formas: *calor, trabajo y flujo másico*. Las interacciones de energía se reconocen en las fronteras del sistema cuando lo cruzan, y representa la energía que gana o pierde un sistema durante un proceso. Las únicas dos formas de interacción de la energía relacionadas con una masa fija o sistema cerrado son las de transferencia de calor y trabajo (Yunus A Cengel, 2012).

1. Transferencia de calor, Q. La transferencia de calor hacia un sistema (ganancia de calor) incrementa la energía de las moléculas y por lo tanto la del sistema; la transferencia de calor desde un sistema (pérdida de calor) la disminuye, ya que la energía transferida como calor viene de la energía de las moléculas del sistema.

2. Transferencia de trabajo, W . Una interacción de energía que no es causada por una diferencia de temperatura entre un sistema y el exterior es trabajo. Un eje rotatorio, un embolo ascendente, y un alambre eléctrico que cruza la frontera del sistema se relaciona con interacciones de trabajo. La transferencia de trabajo de un sistema incrementa la energía de este, mientras que la transferencia de trabajo desde este, la disminuye, puesto que la energía transferida como trabajo viene de la energía contenida en el sistema.
3. Flujo másico, m . El flujo másico que entra y sale del sistema funciona como un mecanismo adicional de transferencia de energía. Cuando entra masa a un sistema, la energía del sistema aumenta, puesto que la masa lleva energía consigo. De igual manera, cuando sale masa del sistema, la energía del sistema disminuye, ya que la masa lleva energía consigo.

Como la energía se puede transferir en cualquiera de las tres formas antes mencionadas, y su transferencia neta es igual a la diferencia entre las cantidades transferidas hacia dentro y hacia fuera, el balance de energía se expresa de modo más explícito como

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}$$

$$= (Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}) + (W_{\text{entrada}} - W_{\text{salida}}) + (E_{\text{masa,entrada}} - E_{\text{masa,salida}}) = \Delta E_{\text{sistema}},$$

donde los subíndices “entrada” y “salida” denotan cantidades que entran y salen, respectivamente. Los valores Q , W , y E_{masa} de entrada y salida, son medidas positivas. La dirección de cualquier transferencia de energía se describe por los subíndices de entrada y salida.

En los sistemas adiabáticos el calor Q es cero, la transferencia de trabajo W es cero para sistemas que no tienen interacciones de trabajo, y el transporte de energía E_{masa} es cero para sistemas sin flujo másico a través de una frontera.

Bases de transferencia de calor de los intercambiadores de calor

Para tener una visión clara de cómo es transferido el calor, antes se tiene que saber los mecanismos de cómo se transfiere. Anteriormente ya se definió que el *calor* es la forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro, como resultado de la diferencia de temperatura. En un análisis termodinámico lo que interesa es la *cantidad* de calor transferido conforme un sistema pasa por un proceso, de un estado de equilibrio a otro. La ciencia a cargo de determinar las razones con las que se da esta transferencia de energía es la *transferencia de calor*. Siempre la transferencia de energía en forma de calor sucede del medio que tiene mayor temperatura al de menor temperatura, y la transferencia se detiene cuando los dos logran llegar a la misma temperatura.

El calor es transferido de tres formas distintas: *conducción*, *convección*, y *radiación*. Todos requieren que exista una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren como ya se menciono anteriormente del medio con mayor temperatura al de menor temperatura.

Conducción: La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energética, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos, o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a *colisiones* y a la *difusión* de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las *vibraciones* de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los *electrones libres* (Yunus A. Cengel, 2011).

La *rapidez* o *razón* de la conducción a través de un medio depende básicamente de cuatro factores, la *configuración geométrica* de este, su *espesor*, y el *material* del que este hecho, así como también la *diferencia de temperatura* a través de él. Si se tiene un tanque de agua caliente, y se envuelve con fibra de vidrio (un material aislante) se reduce la razón de pérdida de calor del tanque. Entre más gruesa sea la capa de fibra de vidrio menor será la pérdida de calor del tanque. También si se baja la temperatura del cuarto donde el tanque esté, la pérdida de calor se llevara acabo con mayor rapidez. Entre más grande sea el tanque tendrá mayor área superficial y por consiguiente la razón de pérdida de calor será mayor. Considere una conducción de estado estacionario de calor a través de una pared plana grande de espesor $\Delta x = L$ y área A , como se muestra en la fig. 13.

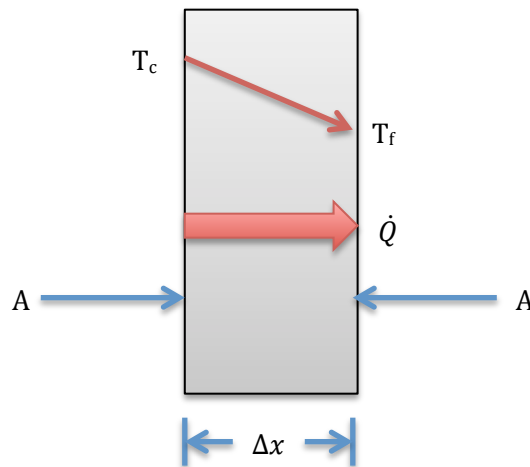


Figura 13 Conducción de calor a través de una pared plana grande de espesor Δx y área A (Hernández, 2014)

La diferencia de temperatura de la pared es $\Delta T = T_c - T_f$. Se ha demostrado mediante experimentos que la razón de transferencia de calor \dot{Q} , a través de la pared se *duplica* cuando se duplica la diferencia de temperatura ΔT de uno a otro lado de ella, o bien, cuando se duplica el área A perpendicular a la transferencia de calor; pero es reducido a la mitad cuando se aumenta el espesor L de la pared. Por lo tanto se puede concluir que la razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de esta y al área de transferencia de calor, pero inversamente proporcional al espesor de esta capa, es decir:

$$\text{Razon de conduccion de calor} \propto \frac{(\text{Área})(\text{Diferencia de temperatura})}{\text{Espesor}}$$

o bien

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_c - T_f}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (W),$$

donde la constante de proporcionalidad k es la conductividad térmica del material. En el caso límite de $\Delta x \rightarrow 0$, la ecuación antes dada se reduce a la forma diferencial

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (W),$$

a esta ecuación se le conoce como la ley de Fourier de la conducción de calor, en honor a J. Fourier quien la expresó por primera vez en 1822.

Convección: es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o gas adyacente a esta que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la *conducción* y el *movimiento de fluidos*. Entre más rápido sea el movimiento del fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo del fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia (Yunus A. Cengel, 2011).

Un pastel recién horneado que está siendo expuesto a aire frío sobre su superficie. La energía se transfiere primero a la capa de aire adyacente al bloque, por conducción. Enseguida esta energía es acarreada alejándola de la superficie, por convección; es decir, por los efectos combinados de la conducción dentro del aire, que se debe al movimiento aleatorio de las moléculas de este, y del movimiento masivo o macroscópico del aire que remueve el aire calentado cercano a la superficie y lo reemplaza por uno más frío.

También existe un tipo de convección que se debe al movimiento forzado del fluido, a este tipo de convección se le conoce como *convección forzada*. Como contraste se dice que la convección es natural (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en el fluido. Por ejemplo en una habitación, si esta cuenta con un ventilador y está encendido la convección está siendo forzada, más sin embargo si el ventilador se encuentra apagado la convección se está dando de manera natural.

Los procesos de transferencia de calor que comprenden *cambio de fase* de un fluido también se consideran como convección a causa del movimiento de ese fluido inducido durante el proceso, como la elevación de las burbujas de vapor durante la ebullición o la caída de las gotas de líquido durante la condensación.

A pesar de que la convección tiene cierto grado de complejidad, se ha observado que la rapidez con la que ocurre la *transferencia de calor por convección* es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la **ley de enfriamiento de Newton**.

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty),$$

donde h es el *coeficiente de transferencia de calor por convección*, en $(W/m^2)(^\circ K)$ o $(Btu/s)(in^2)(^\circ F)$, A_s es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección, T_s es la temperatura de la superficie y T_∞ es la temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie. Cabe destacar que la temperatura en la superficie del fluido es igual a la del sólido.

El coeficiente de transferencia de calor por convección h no es una propiedad del fluido. Es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como lo son la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de este, y la velocidad masiva de este.

Radiación: Es la forma de energía emitida por la materia en forma de *ondas electromagnéticas (o fotones)* como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, esta forma de transferencia de calor, no requiere la presencia de un *medio interventor*. De hecho la transferencia de calor por radiación es la más rápida (velocidad luz) y no sufre atenuación en un vacío. Es la manera en la que la energía del Sol llega a la Tierra (Yunus A. Cengel, 2011).

En estudios relacionados con la transferencia de calor es de interés la *radiación térmica*, que es la forma de radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura. Es diferente a las otras formas de radiación, como los rayos X, los rayos gamma, microondas, ondas de radio y televisión, que no están relacionadas con la temperatura. Todos los cuerpos arriba del cero absoluto emiten radiación térmica.

La radiación es un *fenómeno volumétrico* y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben, o transmiten radiación en diversos grados. Sin embargo la radiación suele ser considerada como un *fenómeno superficial* para los sólidos que son opacos a la radiación térmica, como a los metales, la madera y las rocas, ya que las radiaciones emitidas por las regiones interiores de un material de ese tipo nunca pueden llegar a la superficie, y la radiación incidente sobre esos cuerpos suele absorberse en unas cuantas micras hacia adentro de dichos sólidos (Yunus A. Cengel, 2011).

La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica T_s (en K o R) es expresada por la **ley de Stefan-Boltzmann** como

$$\dot{Q}_{emitida,max} = \sigma A_s T_s^4,$$

donde $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} (W/m^2)(^\circ K)$ o bien, $0.1714 \cdot 10^{-8} (Btu/Sh)(in^2)(^\circ F)$ es la *constante de Stefan-Boltzmann*. La superficie idealizada que emite radiación a esta razón máxima se le llama **cuerpo negro** y la radiación emitida por este es la **radiación de cuerpo negro**. La radiación emitida por toda las superficies reales es menor a la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa

$$\dot{Q}_{emitida} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4,$$

en donde ε es la **emisividad** de la superficie. La emisividad cuyo valor está en el intervalo de 0 a 1, es una medida de cuan próxima esta una superficie de ser un cuerpo negro, para el cual $\varepsilon=1$, en la tabla 2 se muestra la emisividad de algunos materiales a 300 K.

Material	Emisividad
Cuerpo negro	1
Hoja de aluminio	0.07
Aluminio anodizado	0.82
Cobre pulido	0.03
Oro pulido	0.03
Plata pulida	0.02
Acero inoxidable pulido	0.17
Pintura negra	0.98
Pintura blanca	0.9
Papel blanco	0.92-0.97
Pavimento de asfalto	0.85-0.93
Ladrillo rojo	0.93-0.96
Piel humana	0.95
Madera	0.82-0.92
Suelo	0.93-0.96
Agua	0.96
Vegetacion	0.92-0.96

Tabla 2 Emisividad de diferentes materiales a 300 K (Hernández, 2014)

Otra importante propiedad relativa a la radiación de una superficie es su **absortividad** α , la cual es la fracción de la energía de radiación incidente sobre la superficie que es absorbida por esta. Como la emisividad su valor esta entre 0 y 1. Un cuerpo negro absorbe toda la radiación incidente sobre el. Es decir, un cuerpo negro es un absorbente perfecto ($\alpha=1$), del mismo modo que es un emisor perfecto.

En general, tanto ϵ como α de una superficie dependen de la temperatura y de la longitud de onda de la radiación. La **ley de Kirchoff** de la radiación afirma que la emisividad y la absorptividad de una superficie a una temperatura y longitud de onda dados son iguales. Para aplicaciones prácticas, las temperaturas de la superficie y de la fuente de radiación incidente son del mismo orden de magnitud, y la absorptividad promedio de la superficie se considera igual a su emisividad promedio. La razón a cual una superficie absorbe la radiación se determina a partir de

$$\dot{Q}_{absorbida} = \alpha \dot{Q}_{incidente},$$

donde $\dot{Q}_{incidente}$ es la razón a la cual la radiación incide sobre la superficie y α es la absorptividad de la superficie. La diferencia entre las razones de radiación emitida por la superficie y la radiación absorbida es la transferencia *neta* de calor por radiación.

La transferencia de calor por radiación hacia la superficie, o desde esta, rodeada por un gas como el aire, ocurre *paralela* a la conducción (o convección, si se tiene un movimiento masivo del gas) entre esa superficie y el gas. Por lo tanto, la transferencia total de calor se determina al *sumar* las contribuciones de los dos mecanismos de transferencia. Por sencillez y conveniencia esto se lleva acabo con frecuencia mediante la definición de **coeficiente combinado de transferencia de calor**, $h_{combinado}$, que incluye los efectos tanto de convección como de radiación. Entonces, la razón *total* de transferencia de calor hacia una superficie, o desde esta, por convección y radiación se expresa como

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = h_{conv}A_s(T_s - T_{alred}) + \epsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{alred}^4),$$

$$\dot{Q}_{total} = h_{combinado}A_s(T_s - T_{\infty}),$$

$$h_{combinado} = h_{conv} + h_{rad} = h_{conv} + \epsilon\sigma(T_s + T_{alred})(T_s^2 + T_{alred}^2),$$

La radiación suele ser significativa con relación a la conducción o a la convección natural, pero despreciable con relación a la convección forzada. Por lo tanto, en las aplicaciones de convección forzada se suele descartar la radiación, en especial cuanto las superficies que intervienen tienen emisividades bajas y temperaturas de bajas a moderadas.

El coeficiente total de transferencia de calor

En general un intercambiador de calor esta relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared solida. El fluido se transfiere en primer lugar del fluido caliente hacia la pared por *convección*, después a través de la pared por *conducción* y, por ultimo, de la pared hacia el otro fluido frio de nuevo por *convección*. Cualquier efecto de radiación suele incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección (Yunus A. Cengel, 2011).

La red de resistencia térmica asociada con este proceso de transferencia de calor comprende dos resistencias por convección y una por conducción, como se muestra en la fig. 14. En donde los subíndices *i* y *o* representan la superficie interior y exterior respectivamente del tubo.

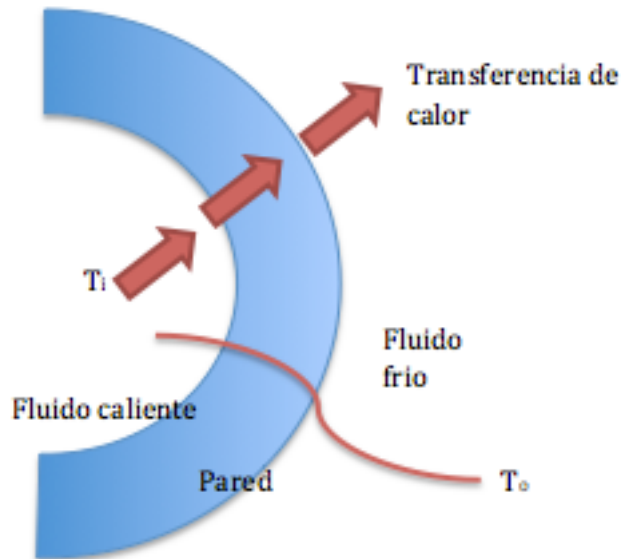


Figura14 Resistencia Térmica en un tubo.(Hernández 2014)

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i}, R_{pared}, R_o = \frac{1}{h_o A_o}.$$

En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente combinar todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor del fluido caliente hacia el frío en una sola resistencia *R* y expresar la razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos como

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U A_s \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T,$$

en donde *U* es el **coeficiente total de transferencia de calor**, cuya unidad es $W/m^2 \text{ } ^\circ C$, la cual es idéntica a la unidad del coeficiente convectivo *h*. Cancelando ΔT la ecuación queda de la siguiente manera

$$\frac{1}{U A_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{U_o A_o}.$$

La razón del por que haya dos coeficientes totales de transferencia de calor U_i y U_o , para un intercambiador de calor, es que se tienen dos áreas superficiales, una interior y una exterior, las cuales no son iguales. Cuando la pared del tubo es pequeña y la conductividad térmica del material es alta, como suele ser el caso en la mayoría de los intercambiadores de calor, la resistencia es despreciable ($R_{pared} \approx 0$) y la superficie interior y exterior del mismo son semejantes. Entonces la ecuación para el coeficiente total de transferencia de calor se simplifica, quedando de la siguiente manera

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

Factor de incrustación

El rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo como resultado de la acumulación de *depósitos* sobre la superficie de calor. La capa de depósitos representa una resistencia térmica adicional a la transferencia de calor, y hace que disminuya la razón de la misma en el intercambiador de calor. El efecto neto debido a estas acumulaciones representa un factor de incrustación (R_f) el cual es una medida de la resistencia térmica inducida por la incrustación (Mecanica, 2010).

Existen diferentes tipos de incrustación, el más común es la precipitación de depósitos sólidos que se encuentran en el fluido sobre las superficies de transferencia de calor. Este tipo de incrustaciones se pueden observar cuando uno hierbe agua durante un tiempo prolongado en una tetera, al final de utilizarla vera depósitos de calcio sobre la superficie. La incrustación por precipitación se puede limpiar con un tratamiento químico (Aduvire, 2014).

Otras formas de incrustación, las cuales son más comunes en la industria de procesos químicos, es la *corrosión* y la *incrustación química*. En estos casos las superficies se incrustan por la acumulación de los productos de las reacciones químicas sobre ellas. Estas formas de incrustación se pueden evitar utilizando tubos metálicos recubiertos con vidrio o usando tubos de plástico en lugar de tubos metálicos. También se pueden ver afectados los intercambiadores por el crecimiento de algas en los fluidos calientes. Este tipo de incrustación se conoce como *incrustación biológica* y se puede impedir mediante el tratamiento químico (Aduvire, 2014).

Todo esto debe ser tomado en cuenta a la hora de diseñar un intercambiador de calor, esto te puede llevar a seleccionar un intercambiador más grande, y por ende más costoso. La limpieza periódica de los intercambiadores y el tiempo de suspensión de actividades resultante son inconvenientes adicionales asociados con la incrustación.

Es obvio que el factor de incrustación es cero cuando el intercambiador es nuevo, pero a medida que aumenta el tiempo de uso, el factor de incrustación crece debido al acumulamiento de depósitos solidos sobre la superficie de los tubos. El factor de incrustación depende de la temperatura de operación y de la velocidad de los fluidos, así como de la duración del servicio. La incrustación se incrementa al aumentar la temperatura y disminuir la velocidad.

La relación de transferencia de calor anterior es valida para superficies limpias y es necesario modificarlo para tomar en cuenta los efectos de la incrustación sobre las superficies. Para un intercambiador de tubo y coraza, sin aletas, se puede expresar de la siguiente manera (Mecanica, 2010).

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o}$$

en donde $R_{f,i}$ y $R_{f,o}$ son los factores de incrustación en las superficies.

Análisis de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos periodos sin cambios en sus condiciones de operación. Por lo tanto se suelen considerar como aparatos de flujo estacionario. Como tales, el gasto de masa de cada fluido permanece constante y las propiedades de los fluidos, como lo son la temperatura y la velocidad, en cualquier entrada o salida, siguen siendo las mismas. De igual manera, las corrientes no sufren muchos cambios en sus velocidades o elevaciones, y por consecuencia los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables. En general el calor específico de un fluido cambia con la temperatura pero en un intervalo específico de temperaturas, se puede considerar con una constante en algún valor promedio, con poca pérdida de la exactitud. La conducción axial de calor a lo largo del tubo suele ser insignificante y se puede considerar despreciable. Por último se supone que la superficie exterior del intercambiador de calor esta perfectamente aislada, de modo que no se tiene pérdida de calor hacia el medio circundante y cualquier transferencia de calor solo ocurre entre los fluidos (Juárez Andrade Vladimir, 2015).

La idealización antes descrita se logra muy cerca en la práctica y hace mucha más simple el análisis de un intercambiador de calor con poca desviación en la exactitud. Por lo tanto es de uso común. Con estas suposiciones, la primera ley de la termodinámica requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el fluido frío, es decir:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_p c (T_{c,sal} - T_{c,ent}),$$

y

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_p h (T_{h,ent} - T_{h,sal}),$$

en donde los subíndices c y h se refieren a los fluidos *frío* y *caliente*, respectivamente, nótese que la razón de transferencia de calor \dot{Q} se toma como una cantidad positiva y su dirección va del fluido caliente al frío.

La razón de transferencia de calor en un intercambiador de calor también se puede expresar de una manera análoga como

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_m,$$

donde U es el coeficiente total de transferencia de calor, A_s es el área de transferencia de calor y ΔT_m es una diferencia de temperatura promedio entre los fluidos.

Método de la diferencia media logarítmica de temperatura

Anteriormente se mencionó que la diferencia de temperatura entre los fluidos varía a lo largo del intercambiador de calor y resulta conveniente tener una diferencia de temperatura media ΔT_m para que se use en la relación

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_m.$$

A fin de desarrollar una relación para la diferencia de temperatura promedio equivalente entre los dos fluidos se considera un intercambiador de calor de doble tubo y flujo paralelo como se muestra en la fig. 15 se nota que la diferencia de temperatura entre los fluidos es mayor a la entrada y menor a la salida del intercambiador de calor. La temperatura del fluido caliente decrece y la del fluido frío crece, a lo largo del intercambiador.

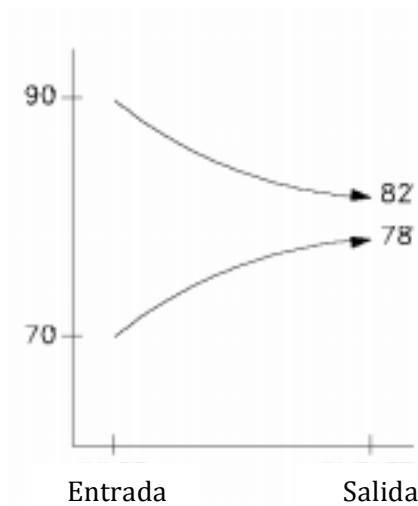


Figura 15 Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor de doble tubo y flujo paralelo (Jaramillo, 2007)

Si se supone que la superficie exterior del intercambiador de calor está bien aislada de modo que cualquier transferencia de calor ocurre entre los fluidos y se descartan cualesquiera cambios en la energía potencial y cinética, el balance de energía en cada fluido, en una sección diferencial del intercambiador, se puede expresar de la siguiente manera (Yunus A. Cengel, 2011)

$$\delta Q = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h,$$

y

$$\delta Q = \dot{m}_c c_{pc} dT_c,$$

es decir, la razón de ganancia de calor del fluido frío, en cualquier sección del intercambiador, es igual a la razón de pérdida de calor en el fluido caliente, en esa sección. El cambio de temperatura del fluido caliente tiene una cantidad negativa, por consiguiente se le añade un signo negativo a la ecuación. Si se despejan las ecuaciones dadas para dT_h y dT_c se obtienen las siguientes ecuaciones

$$dT_h = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_h c_{ph}},$$

y

$$dT_c = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_c c_{pc}},$$

al restar la segunda ecuación de la primera se obtiene

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\delta\dot{Q}\left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}}\right),$$

También la transferencia de calor en la sección diferencial del intercambiador de calor se puede expresar como:

$$\delta\dot{Q} = U(T_h - T_c)dA_s,$$

Al sustituir esta ecuación en la anterior se obtiene lo siguiente:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U dA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} \right),$$

Al hacer la integración desde la entrada del intercambiador hasta su salida, se obtiene:

$$\ln \frac{T_{h,sal} - T_{c,sal}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} = -U A_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} \right),$$

por ultimo se , despejan las ecuaciones, y se acomodan para producir

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

en donde

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)},$$

es la **diferencia media logarítmica de temperatura**, que es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor. En este caso ΔT_1 y ΔT_2 representan las diferencia de temperatura entre los fluidos en ambos extremos.

Intercambiadores de calor de flujo cruzado: uso de un factor de corrección

La relación para la diferencia media logarítmica de temperatura, desarrollada con anterioridad solo aplica para los intercambiadores de calor de flujo paralelo, y contra flujo. También se desarrollan ecuaciones para los intercambiadores de flujo cruzado y de tubos y coraza y pasos múltiples, pero las expresiones resultantes son demasiado complicadas debido a las complejas condiciones del flujo.

Para estos casos es más conveniente relacionar la diferencia equivalente de temperatura con una relación de la diferencia media logarítmica para el caso de contraflujo, como

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CF},$$

en donde F es un factor de corrección, el cual depende de la configuración geométrica del intercambiador y las temperaturas de entrada y salida de las corrientes del fluido caliente y frío. La $\Delta T_{ml,CF}$ es la diferencia media logarítmica de temperatura para el caso del intercambiador a contraflujo, con las mismas temperaturas de entrada y de salida, y se determina en base a la ecuación de la diferencia media logarítmica (Jaramillo, 2007).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)},$$

para intercambiadores de calor de flujo cruzado y tubos y coraza de pasos múltiples, el factor de corrección es menor que la unidad; es decir $F \leq 1$. El valor límite de $F=1$ pertenece al intercambiador a contraflujo. El factor de corrección para intercambiadores de calor es una medida de la desviación de la diferencia media logarítmica con respecto a los valores correspondientes para el caso de contraflujo.

El factor F de corrección para las configuraciones comunes de los intercambiadores de flujo cruzado y de tubos y coraza están en función de P y R entre dos temperaturas, definidas como

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - T_s},$$

y

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{(\dot{m}C_p)_{\text{lado del tubo}}}{(\dot{m}C_p)_{\text{lado de la coraza}}},$$

en donde los subíndices e y s se refieren a la entrada y salida, respectivamente. La T representa el lado de la coraza, y la t representa el lado de los tubos (Jaramillo, 2007).

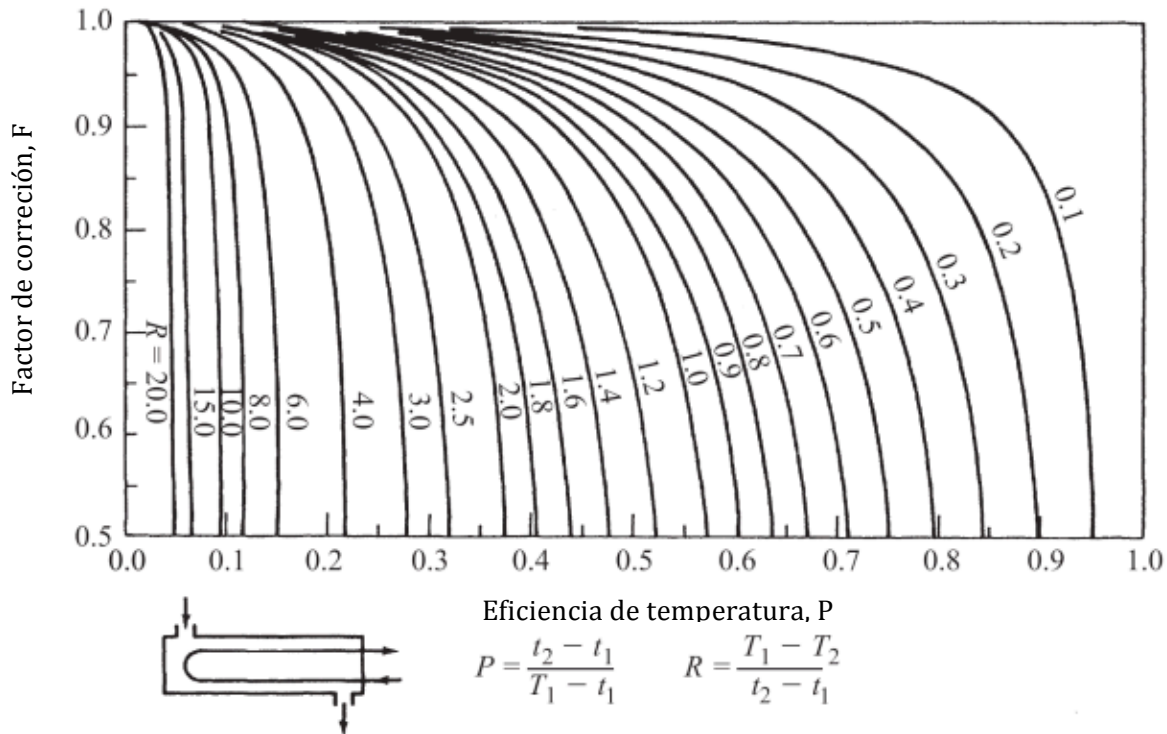


Figura 16 Diagrama del factor de corrección F para intercambiadores de calor de un solo paso por la coraza (Jaramillo, 2007)

No existe diferencia en que el fluido frío o caliente fluya por la coraza o los tubos. La determinación del factor de corrección F requiere que se disponga de las temperaturas de entrada y salida, para cualquiera de los dos fluidos. El valor P va desde 0 hasta 1. Por otra parte el de R va desde 0 hasta infinito, $R=0$ corresponde al cambio de fase del lado del casco y $R \rightarrow \infty$ al cambio de fase del lado del tubo. El factor de corrección es $F=1$ para estos dos casos límites. El factor de corrección para un condensador o una caldera es $F=1$, sin importar la configuración del intercambiador de calor.

Método de la efectividad NTU

El método de la diferencia media logarítmica (LMTD por sus siglas en inglés), es fácil de aplicar en el análisis de los intercambiadores de calor, cuando se conocen, o se pueden determinar las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, a través de un balance de energía. Una vez que se dispone de la ΔT_{ml} los gastos de masa y el coeficiente de transferencia de calor se puede determinar el área superficial de transferencia de calor a partir de

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

de tal manera que con el método LMTD resulta muy adecuado para determinar el tamaño de un intercambiador de calor con el fin de dar lugar a las temperaturas de entrada y de salida de ambos fluidos. Una vez que tienes esta método la tarea siguiente es seleccionar un intercambiador que satisfaga los requisitos prescritos de transferencia de calor. El método a seguir es el siguiente:

1. Seleccionar un tipo de intercambiador apropiado para la aplicación que se desea.
2. Determinar cualquier temperatura desconocida de entrada o de salida y la razón de transferencia de calor mediante un balance de energía.
3. Calcular la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} y el factor de corrección F en caso de ser necesario.
4. Obtener el valor del coeficiente total de transferencia de calor U.
5. Calcular el área superficial de transferencia de calor A_s .

La tarea esta completa al seleccionar un intercambiador de calor que tenga un área superficial de transferencia de calor igual o mayor a A_s .

Otra clase de problemas que se presenta en el análisis de los intercambiadores de calor es la determinación de la transferencia de calor y las temperaturas de salida de los fluidos frío y caliente para valores precisos de gasto másico y temperaturas de entrada de los fluidos, cuando se especifican el tipo y el tamaño del intercambiador. En este caso se conoce el área superficial de transferencia de calor en el intercambiador de calor, pero se ignoran las temperaturas de salida de los fluidos. En dicho caso, la tarea es determinar el rendimiento con respecto a la transferencia de calor de un intercambiador específico.

Se podría aplicar el método LMTD para este problema alternativo, pero seria necesario realizar tediosas iteraciones y, como consecuencia no sería nada práctico. A raíz de esto surge el método de la efectividad-NTU, el cual simplifica el análisis de los intercambiadores de calor. El cual se basa en un parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor ε y se define como

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} = \frac{\text{Razón de la transferencia de calor real}}{\text{Razón máxima posible de la transferencia de calor}}$$

la razón de transferencia de calor real en un intercambiador de calor se puede determinar con un balance de energía, y se puede expresar de la siguiente manera

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal}),$$

en donde $C_c = \dot{m}_c c_{pc}$ y $C_h = \dot{m}_c c_{ph}$ son las razones de capacidad calorífica de los fluidos frío y caliente respectivamente. Para determinar la razón máxima posible de la transferencia de calor en un intercambiador, lo primero es conocer la diferencia máxima de temperatura que se produce en el intercambiador de calor entre la entrada y salida del fluido caliente y frío, es decir

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

el punto máximo de transferencia de calor sucede cuando pasa una de las siguientes dos 1) el fluido frío se calienta hasta la temperatura de entrada del fluido caliente o 2) el fluido caliente se enfría hasta la temperatura de entrada del fluido frío. Estas dos condiciones no se alcanzan de manera simultanea a menos que las razones de capacidad calorífica de ambos fluidos sean idénticas. Cuando no es así el fluido con una capacidad calorífica menor es el que experimenta un cambio mayor en la temperatura, y de este modo será el que experimente la diferencia

máxima de temperatura primero que el otro. Por lo tanto la razón máxima posible de transferencia de calor en un intercambiador es

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent}),$$

para determinar \dot{Q}_{max} se requiere disponer de la temperatura de entrada de los fluidos caliente y frío y de sus gastos de masa. Entonces, una vez que se conoce la efectividad del intercambiador de calor, se puede determinar la razón de la transferencia de calor real \dot{Q} , a partir de

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent}),$$

donde

$$\text{si } C_c = C_{min}: \quad \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent})}{C_c(T_{h,ent} - T_{c,ent})} = \frac{T_{c,sal} - T_{c,ent}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}},$$

$$\text{si } C_h = C_{min}: \quad \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal})}{C_h(T_{h,ent} - T_{c,ent})} = \frac{T_{h,ent} - T_{h,sal}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}},$$

de tal manera que la efectividad de un intercambiador hace posible determinar la razón de transferencia de calor sin conocer las temperaturas de la salida de los fluidos.

Básicamente la efectividad depende de dos factores, el primero es la configuración geométrica del intercambiador, el segundo es la configuración del flujo. De tal manera que los diferentes tipos de intercambiadores, tienen diferentes relaciones de efectividad.

Las bases hidráulicas de diseño para un intercambiador de calor están directamente relacionadas con el comportamiento del fluido, el cual se determina a través del número de Reynolds, El número de Reynolds esta directamente relacionado con la velocidad, tamaño de trayectoria, densidad, y viscosidad del fluido,]. En los intercambiadores de calor el objetivo generalmente es tener un flujo turbulento, ya que esto ayuda con la transferencia de calor.

El número de Reynolds es adimensional, y es fácil de calcular si se cuenta con los datos mencionados anteriormente (velocidad, tamaño de trayectoria, densidad, y viscosidad del fluido). Algunas de estas variables ya se encuentran en tablas, otros se pueden medir, o de igual manera calcular. La formula para calcular el numero de Reynolds es la siguiente:

$$Re = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{vD}{\nu},$$

en donde es el diámetro, ρ es la densidad, v es la velocidad característica del fluido, η es la viscosidad dinámica del fluido, y ν es la viscosidad cinemática del fluido y es igual a $\frac{\eta}{\rho}$. el número de Reynolds es la relación de la fuerza de inercia sobre un elemento del fluido a la fuerza viscosa. Los flujos con números de Reynolds altos tienen flujos turbulentos, esto puede deberse a que su velocidad es alta, y su densidad es baja. Los flujos con números de Reynolds bajos tienen flujo laminar y esto se puede deber a que su densidad es alta, y su velocidad es baja.

El número de Reynolds adopta una forma diferente para secciones transversales que no sean circulares. En el caso de un intercambiador de calor, como lo que se utilizan son tubos, esta forma se adapta perfectamente. Para aplicaciones prácticas en tuberías, si el número de Reynolds es menor a 2000 el flujo será laminar, si el número es mayor a 4000 el flujo será turbulento, y si está en el rango entre 2000 y 4000 se dice que está en transición. En los casos prácticos se necesita generalmente, que el flujo se encuentre muy adentro del área de flujo laminar, o muy adentro de la región de flujo turbulento, es por eso que generalmente la región de transición no ocasiona problemas. En el caso de estar en la región de transición, y si se desea cambiar el tipo de flujo, lo que se puede hacer es aumentar la tasa de flujo o cambiar el diámetro del tubo.

A partir del número de Reynolds se calculan otro parámetro importante para el diseño de los intercambiadores de calor, que es el factor de fricción. Es por eso que en la siguiente sección se presentan las correlaciones de factores de fricción.

2.2.2 Correlaciones para determinar factores de fricción.

Un parámetro importante a la hora de determinar las correlaciones para determinar el factor de fricción es saber la pérdida de energía por fricción que existe en los tubos. Para esto se emplea la ecuación de Darcy, la cual se utiliza para calcular la pérdida de energía debido a la fricción en secciones rectilíneas y largas en tubos redondos, tanto para flujo laminar como turbulento. La ecuación expresa lo siguiente

$$h_L = (f) \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right),$$

donde h_L es la pérdida de energía debido a la fricción, L es la longitud de la corriente del flujo, D es el diámetro de la tubería, v es la velocidad promedio del flujo y f es el factor de fricción. Para los diferentes tipos de flujos el factor de fricción es diferente.

Cuando el flujo es laminar el fluido parece moverse como si fueran varias capas, una sobre la otra. Debido a la viscosidad del fluido, se crea un esfuerzo cortante entre sus capas. Se pierde energía del fluido por la acción de las fuerzas de fricción que hay que vencer, y que son producidas por el esfuerzo cortante. Debido a que el flujo laminar es tan regular y ordenado, es posible obtener una relación entre la pérdida de energía y los parámetros medibles del sistema del flujo. A esta relación se le conoce como la ecuación de Hagen-Poiseuille, y se escribe de la siguiente manera.

$$h_L = \frac{32\eta Lv}{\gamma D^2},$$

Los parámetros que involucra son las propiedades del fluido en cuanto a la viscosidad y el peso específico, las características geométricas de longitud y el diámetro de la tubería, y la dinámica del flujo caracterizada por la velocidad promedio. La ecuación Hagen-Poiseuille es válida solo para flujo laminar, sin embargo también se puede utilizar la ecuación de Darcy. Para poder calcular la pérdida por fricción en flujo laminar se igualan las dos ecuaciones y se despeja el factor de fricción, quedando de la siguiente manera.

$$f = \frac{64\eta g}{vD\gamma},$$

Cuando hay flujo turbulento en tuberías es más conveniente usar la ecuación de Darcy para calcular la pérdida por fricción. El flujo turbulento es caótico y varía en forma constante. Por estas razones para poder determinar el valor del factor de fricción debemos recurrir a datos experimentales.

Las pruebas han demostrado que el número adimensional f depende de otras dos cantidades adimensionales, que es el número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería. La rugosidad relativa es la relación del diámetro de la tubería D a la rugosidad promedio de la pared de la tubería. Actualmente se cuentan con tablas que muestran la rugosidad de diferentes materiales. El vidrio es el material que se considera más liso, ya que su factor de fricción es tan bajo que se considera cero. A continuación en la tabla 3 se muestran las diferentes rugosidades para cada uno de los materiales.

Rugosidad absoluta en materiales			
Material	ϵ (mm)	Material	ϵ (mm)
Plástico (PE,PVC)	0.0015	Fundición asfaltada	0.06-0.18
Poliéster reforzado con fibra de vidrio	0.01	Fundición	0.12-0.60
Tubos estirados de acero	0.0024	Acero comercial y soldado	0.03-0.09
Tubos de latón o cobre	0.0015	Hierro forjado	0.03-0.09
Fundición revestida de cemento	0.0024	Hierro galvanizado	0.06-0.24
Fundición con revestimiento bituminoso	0.0024	Madera	0.18-0.90
Fundición centrifugada	0.003	Hormigón	0.3-3.0

Tabla 3 Rugosidad absoluta de materiales. (UCLM, 2014)

Uno de los métodos más utilizados para evaluar el factor de fricción emplea el diagrama de Moody. El diagrama muestra la gráfica del factor de fricción versus el número de Reynolds, con una serie de curvas paramétricas relacionadas con la rugosidad relativa D/ϵ . Estas curvas fueron generadas por L.F. Moody a partir de datos experimentales. La fig. 17 muestra el diagrama de Moody.

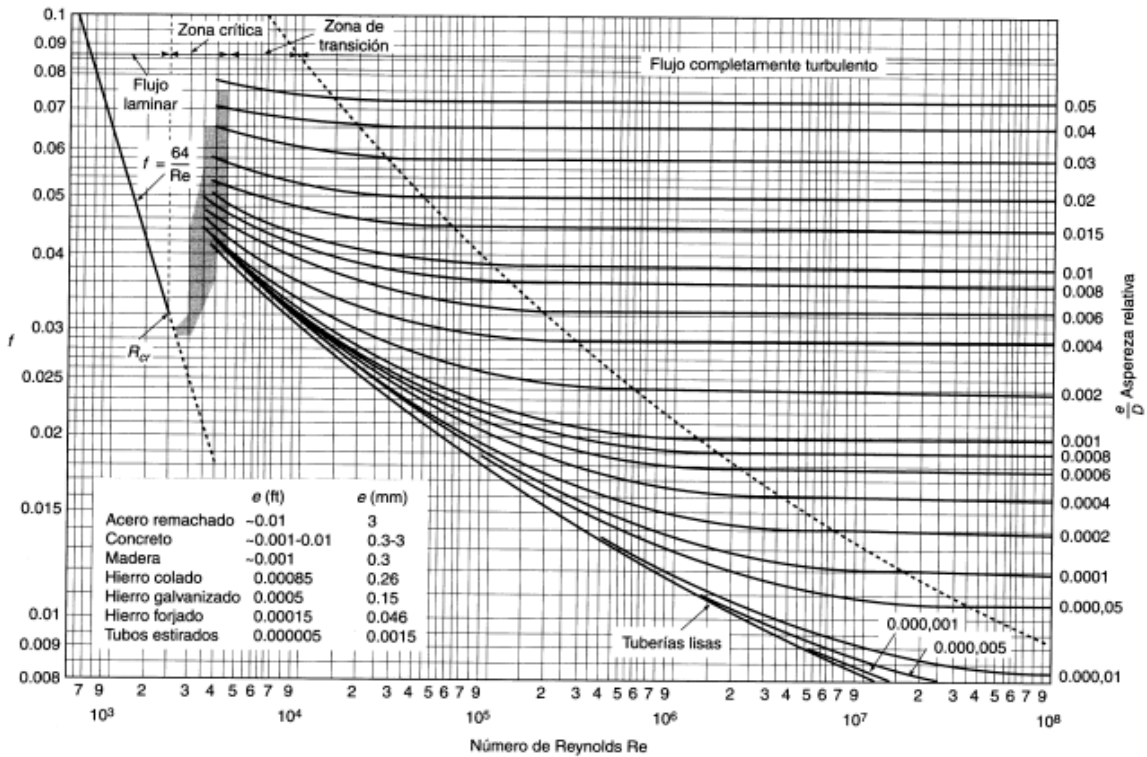


Figura 17 Diagrama de Moody. (Moody, 1944)

Hay que evitar en lo posible la zona de transición en el diagrama de Moody, ya que en ese rango no se puede predecir el tipo de flujo. El diagrama es utilizado para ayudar a determinar el valor del factor de fricción en flujo turbulento. Para esto se debe tener conocimiento del valor de número de Reynolds y la rugosidad relativa. Por lo tanto los datos básicos que se requieren son el diámetro interior de la tubería, el material de que esta hecha, la velocidad del flujo, el tipo de fluido y su temperatura, a partir de las cuales se determina su viscosidad.

El diagrama de Moody es un medio exacto y conveniente, que basta para determinar el valor del factor de fricción al resolver problemas con cálculos manuales. Sin embargo, si los cálculos han de ser automáticos para llegar a la solución en una computadora o calculadora programable, es necesario saber las ecuaciones para determinar el factor de fricción. Las ecuaciones que utilizo Moody son las siguientes

Para flujo laminar

$$f = \frac{64}{Re}$$

para flujo turbulento

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{e} \right) + \frac{5.74}{Re^{0.9}}} \right) \right]^2}$$

2.2.3 Correlaciones convectivas.

Esta sección se enfocará a las relaciones convectivas que aplican para el diseño del intercambiador de calor, ya que de otra manera puede que sea muy confuso por la gran cantidad de correlaciones convectivas que existen, y los diferentes parámetros que se manejan. En el interior de los tubos del intercambiador de calor se espera tener un flujo turbulento desarrollado, de tal manera que se analizará considerando esto.

Los datos experimentales correspondientes a los estudios realizados sobre el movimiento en tubos de un gran número de líquidos, gases, y vapores, se puede expresar por las siguientes ecuaciones, en tubos lisos se aplica la ecuación de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^a \text{ para } \frac{L}{d} > 60, \text{ y } 0.7 < Pr < 160, Re > 10,000,$$

en la que se considera $a=0.4$ para calentamiento y $a=0.3$ para enfriamientos. En la fig. 18 se muestran los números de Nusselt (Nu) y el factor de fricción (λ) para flujos completamente desarrollados, térmica e hidrodinámicamente, en conductos de sección transversal circular y no circular.










$[(L/d_h) > 100]$	Nu_T	Nu_{H1}	Nu_{H2}	λRe	$[(L/d_h) > 100]$		Nu_T	Nu_{H1}	Nu_{H2}	λRe
	3,657	4,364	4,364	64		b/a=0,5	3,391	4,125	3,017	62,2
	3,34	4,002	3,862	60,22		b/a=0,25	3,66	5,099	4,35	74,8
	2,47	3,111	1,892	53,33		b/a=0,125	5,597	6,49	2,904	82,34
	2,976	3,608	3,091	56,91		b/a=0	7,541	8,235	8,235	96
						Aislamiento b/a=0,5	4,861	5,385	-----	96

Figura 18 Numero de Nusselt y factor de fricción para flujos completamente desarrollados, térmica e hidrodinámicamente, en conductos de sección transversal circular y no circular. (Lopezva, 2011)

El número de Prandtl en fluidos con una viscosidad pequeña como la del agua generalmente es pequeño, y se encuentra dentro de los rangos presentados anteriormente. Es por eso que esta ecuación es aplicable a el caso que se esta estudiando.

Y en donde el coeficiente convectivo, debido a las condiciones del caso de estudio se calcula con la ecuación de Sleicher y Rouse:

$$h_i = 0.027 \frac{k_i}{d_i} Re_i^{0.8} Pr^{1/3},$$

en donde h_i hace referencia al coeficiente convectivo en el interior de los tubos, k_i a la conductividad térmica en el interior de los tubos, d_i al diámetro interno de los tubos, Re_i al número de Reynolds del fluido en el interior de los tubos, y Pr al número de Prandtl.

En el caso del exterior de los tubos se tiene que considerar como evaporación de película líquida en tubo horizontal. Esto es por que no se tiene un intercambiador de calor totalmente inundado de agua, ni tampoco con vapor o gas. Sin embargo en el exterior de los tubos existe una película de agua que se esta evaporando gracias a la temperatura y a la baja presión. La película se formara en los tubos gracias a aspersores, que pulverizaran el agua de mar al intercambiador de calor. Entre los investigadores que han llevado acabo estudios en este sentido se encuentran Ribatski y Jacobi (Paul Schausberger, 2009)

Este proceso de evaporación resulta muy ventajoso porque permite tener grandes coeficientes de transferencia de calor con poco gasto de agua de alimentación, a demás de que la temperatura de evaporación es menor. El proceso ya es utilizado en destilación, y presenta un ahorro de energía. Para esto se utiliza el patrón de goteo que se forma en el arreglo de tubos, así como el comportamiento térmico de la película de agua alrededor de los tubos. En la fig. 19 se muestra la distribución de agua en uno de los tubos.

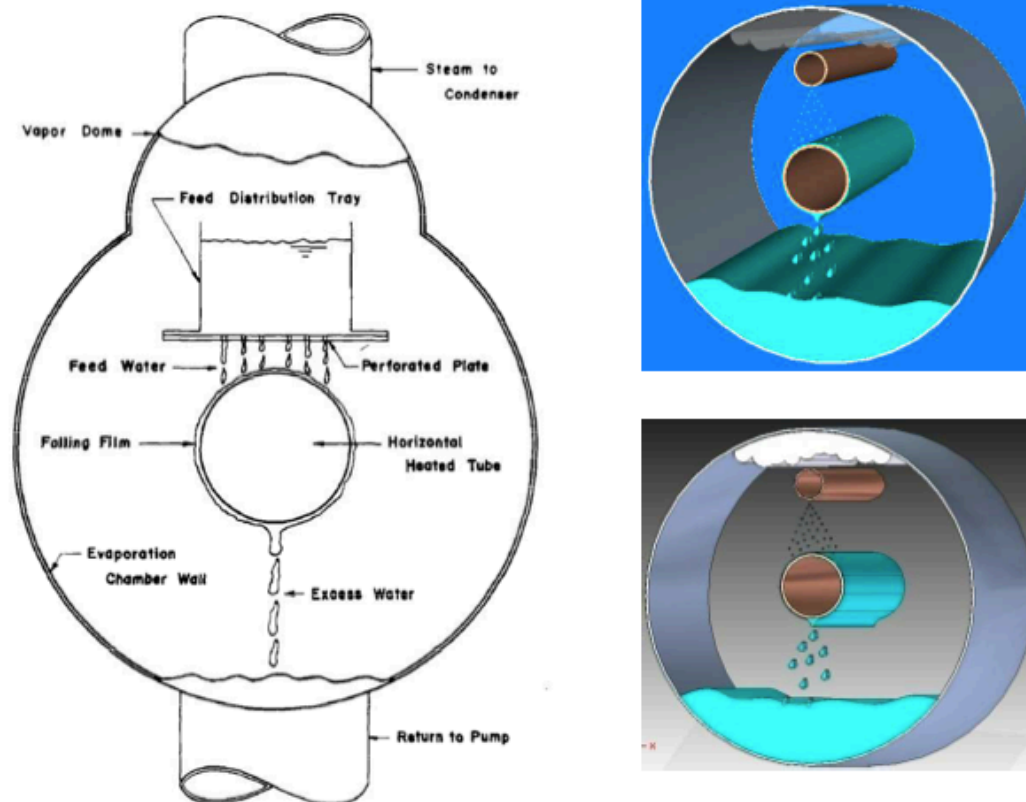


Figura. 19 Esquema de la distribución del agua de alimentación en un solo tubo. (Alarcon, 2012)

Para poder calcular las correlaciones convectivas, y por ende los coeficientes convectivos por este método, antes se tiene que saber el espesor de la película, que cubre los tubos. Para esto se utiliza una ecuación ya desarrollada por Mostafa M. Award y El-Sayed R. Negeed para determinarlo. La ecuación es la siguiente:

$$\delta(\theta) = \left(\frac{4\mu_{am}\Gamma_{am}}{\rho_{am}g\left(\frac{d_o}{2}\right)(\rho_{am}-\rho_{vapor})(\sin\theta)^2} \right)^{1/3},$$

en donde θ es el ángulo, ρ_{am} es la densidad del agua de mar, ρ_{vapor} es la densidad del vapor, y Γ_{am} es la tasa de flujo másico por unidad de longitud [kg/sm]. En donde el grado 0 es hacia arriba. Una vez que se calcula el espesor a sus diferentes ángulos, desde 0 hasta 180, se aplican la ecuación de (Li Xu, 2004) para determinar el coeficiente convectivo.

$$h_o = 5.169 \cdot 10^{-11} \left(\frac{H_{fg} \cdot g \cdot \rho_{l,e}^2 \cdot d_o^2}{\Delta T_j \cdot \mu_{l,e}} \right) \left(\frac{\delta_{prom}}{d_o} \right)^{-0.422 \Delta t_2^{0.503}} \left(1 + \frac{\delta_{max} - \delta_{min}}{\delta_{prom}} \right)^{5.708},$$

en donde h_o es el coeficiente convectivo al exterior de los tubos, H_{fg} es la entalpía en las condiciones de vaporización, g es la aceleración de la gravedad, $\rho_{l,e}$ es la densidad en condiciones de componente líquido de vaporización, $\mu_{l,e}$ es la viscosidad dinámica del fluido en condiciones de componente líquido de vaporización, y δ es el espesor de la película de agua (sub índice prom para promedio, min para mínimo, y max para máximo).

De esta manera se determinan los coeficientes convectivos en el interior del intercambiador de calor. En el capítulo siguiente se resolverán, y esto permitirá dar la propuesta de diseño en base a los resultados.

2.3 Intercambiadores de calor en desalación.

Los intercambiadores de calor han sido ampliamente aplicados en la desalación, ya que como se ha mencionado anteriormente una de las principales formas de desalar agua es mediante la destilación. Diferentes tipos de intercambiadores de calor son utilizados para diferentes métodos de desalación de agua, así como también para diferentes partes de los procesos. En la desalación por múltiple etapa (MED), y en la desalación por evaporación instantánea (MSF) son utilizados intercambiadores de calor de tubos y coraza, para realizar el cambio de fase del agua de mar. Posteriormente se utilizan intercambiadores de calor de placas para cambiar de fase el vapor a líquido, mientras que se precalienta el agua de mar que será destilada. La desalación de agua de mar por compresión de vapor utiliza intercambiadores de calor para llevar a cabo sus procesos.

2.4 Metodología general para el diseño térmico-hidráulico de sistemas MED.

Como se ha platicado anteriormente el sistema MED es un sistema que ha sido utilizado durante bastante tiempo. Es por eso que existen una serie de pasos que se pueden seguir para el diseño de un sistema MED de desalación (referencia). A continuación se mostraran los pasos a seguir para el diseño de este tipo de sistemas:

1. Determinar las propiedades de entrada de los fluidos (flujo másico, presión, y temperatura). Con estos datos, posteriormente se tiene que determinar la disposición de los tubos (diámetro interior, diámetro exterior) así como también la porción del tubo que estará cubierta por el fluido, y la geometría de los tubos. Hay ciertas disposiciones de los tubos que son típicas. Estas pueden ser cuadradas (90°) o triangulares (30°)

2. Las propiedades del vapor y la salmuera, se tienen que determinar, estas pueden estar presentes en tablas o pueden ser calculadas.
3. Una vez que se hayan obtenido las propiedades de los fluidos, el coeficiente total de transferencia de calor puede ser obtenido, utilizando el flujo másico con la siguiente formula.

$$m_b = \frac{\dot{Q}_H}{C_{psalmuera} \Delta T_f}$$

4. Para determinar la efectividad del intercambiador de calor, Rousseau (2006) propuso que la efectividad del intercambiador puede ser calculado utilizando la siguiente formula

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{mas}}; \Delta T_{max} = T_{vapor,i} - T_{salmuera,i}; \varepsilon = \frac{\dot{Q}_H}{C_{min} \Delta T_{max}}$$

5. Utilizando la constante del radio y la efectividad (ε) que se calculó en el paso anterior, se requiere calcular la exigencia de calor (UA), este valor se puede calcular utilizando el método NTU.
6. Se calculan las dimensiones totales de la carcasa, el diámetro, lo largo, son determinados para dar cumplimiento con la transferencia de calor requerida, y la caída de presión. Este se determina utilizando las siguientes constantes:

$$K_1 = 1.273 \cdot \frac{UA}{F \cdot \alpha_i \cdot U'}$$

$$K_2 = 0.864 \cdot \sigma^2 \cdot F^2 \cdot d_i \cdot \rho_{vapor} \cdot \Delta p_{max,vapor} \cdot \frac{1000}{f_{DW,i} \cdot \dot{m}_{vapor}^2}$$

$$D = \sqrt[n]{\frac{K_1}{K_2}}$$

$$L = \frac{K_1}{D^2}$$

$$Re_{vapor} = \rho_{vapor} \cdot v_{vapor} \cdot \frac{d_i}{\mu_{vapor}}$$

$$v_{vapor} = 1.273 \cdot \dot{m}_{vapor} \cdot \frac{n}{F \cdot \rho_{vapor} \cdot \sigma_i \cdot D^2}$$

7. En orden para determinar la longitud y el diámetro del intercambiador, los coeficientes de transferencia de calor la película descendiente horizontal se debe calcular y evaluar.
8. Para evaluar los coeficientes de transferencia de calor (h_i) para la condensación del vapor dentro de los tubos horizontales, la formula (Shah, 1979) es utilizada acorde a (Sciubba, 2005). La fracción de masa de vapor (X) se asume un promedio (0.5) en el tubo. En seguida, el coeficiente de transferencia de calor en los tubos, puede ser determinado con la formula siguiente:

$$h_i = h_u \left(1 + \frac{3.8}{Z^{0.95}}\right),$$

$$Z = \left(\frac{1}{X} - 1\right)^{0.8} \cdot Pr_{vapor}^{0.4},$$

$$h_u = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr_{vapor}^{0.4} \cdot \frac{k_L}{d_i} \cdot (1 - X)^{0.8},$$

$$Re = \rho_L \cdot v \cdot \frac{d_i}{\mu_L}$$

$$Pr = \mu_L \cdot \frac{C_{pL}}{k_L}$$

9. Para determinar los coeficientes globales de transferencia de calor, el coeficiente de transferencia de calor de la salmuera debe estar establecido. Para evaluar el coeficiente de transferencia de calor (h_o) para la película descendiente de la salmuera,

la expresión de Nusselt ha sido utilizada en donde los sub índices f y g se han utilizado para referirse a las faces de fluido y gas. Estos parámetros son determinados utilizando las siguientes fórmulas de (Sciubba, 2005):

$$v = 0.62 \cdot [g \cdot (\rho_f - \rho_g) \cdot \overline{hfg} \cdot \frac{d_o}{v_g \cdot k_g \cdot (T_w - T_{sat})}]^{\frac{1}{4}},$$

$$T_w = 0.5 \cdot (T_s + T_{sat}),$$

$$\overline{hfg} = hfg \cdot (1 + 0.35 \cdot Ja),$$

$$Ja = C \cdot \left(\frac{T_{sat} - T_w}{hfg} \right),$$

$$v = h_o \cdot \frac{d_o}{k_f},$$

donde el símbolo T_w representa la temperatura de la pared, Ja las dimensiones del número de Jacob, y hfg el calor de vaporización.

10. Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor (U), los coeficientes de transferencia de calor (h_i) para vapor de condensación dentro de los tubos horizontales así como también (h_o) para la película descendiente horizontal de la salmuera tienen que ser calculados. Utilizando estos dos parámetros se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor con la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \frac{d_i}{d_o}} + \frac{1}{h_o} + FF,$$

En esta ecuación el parámetro FF indica el factor de incrustación

Esa es la metodología general para el diseño de un sistema MED convencional.

2.5 Conclusión capítulo 2.

Como conclusión se puede decir que existen diversos tipos de intercambiadores de calor, que son utilizados en diferentes procesos, todo esto depende de lo que se dese lograr con ellos. Todos se clasifican de diferente manera de acuerdo a su geometría y su disposición de flujos. Cuentan con ciertas bases térmicas e hidráulicas para su diseño, tienen diferentes correlaciones convectivas, dependiendo de su forma, de los fluidos que maneje, presiones y velocidades. Es muy importante tener bien establecido el coeficiente de fricción para tener una visión clara de la caída de presión.

También se observó que los intercambiadores de calor son ampliamente utilizados en la industria de la desalación, ya que todos los procesos térmicos de desalación dependen de ellos. Para diferentes procesos de desalación son utilizados diferentes tipos de intercambiadores. Se observó también que existe una metodología clara, y que se puede seguir para el diseño de un sistema MED de desalación. Todo esto sirve como bases para el diseño del nuevo sistema de desalación, ya que utiliza los mismos principios, simplemente con ciertas modificaciones.

Capítulo 3. Propuesta de diseño, segunda cámara sistema de desalación tipo MED-LE.

En este capítulo se tomarán los parámetros hidráulicos y térmicos de los fluidos que entrarán a la segunda cámara. En base a estos datos se presentará una propuesta para la manufactura de la segunda cámara. Se hará una propuesta de materiales, geometría, y se mostrarán las consideraciones térmicas e hidráulicas que la justifican. Se mostrarán las normas que rigen el diseño de los intercambiadores de calor. Se hará un análisis de esfuerzos a la cámara propuesta. De esta manera se tendrá lista la primera propuesta para la segunda cámara del sistema de desalación con energía geotérmica de baja entalpía.

3.1 Parámetros termo-hidráulicos operativos.

Para la segunda cámara del sistema de desalación modular geotérmico se tienen que considerar las propiedades de todos los fluidos entrantes. En la segunda cámara entrará el vapor generado en la cámara anterior, y el recurso geotérmico utilizado en la cámara anterior, esto con el objetivo de aprovechar al máximo la energía térmica de cada uno de los fluidos.

Las propiedades de los fluidos se calcularon utilizando el software EES, y se utilizó el programa REFPROP para realizar el balance de masa. En la tabla 4 se muestran los resultados obtenidos, los cuales se espera sean los parámetros operativos del sistema una vez que esté construido.

Parámetros	Recurso Geotérmico	Agua de mar	Vapor interior tubos	Salmuera	Destilado	Unidad
Concentración	2500	35000	0	36597	0	ppm
Temperatura	58	39	53	48	48	°C
Presión	2.91	3	0.142	0.116	0.12	bar
Gasto másico	0.56	0.5	0.0202	0.9603	0.0195	kg/s
Entalpía	235.01	155.7	2592	191.4	201	kJ/kg
Entrópia	0.7825	0.5334	8.027	0.6456	0.6778	kJ/kg K
Densidad	1003	1019	0.0972	1013	988.9	kg/M ³
Flujo Volumétrico	0.0005583	-	0.2078	0.000947	-	M ³ /s
Viscosidad absoluta	0.0005109	0.0007206	-	0.0006168	0.0005659	kg/m s
Viscosidad cinemática	0.000000509	7.073E-07	-	0.000000607	5.723E-07	M ² /s

Tabla 4 parámetros de los fluidos de entrada y salida del intercambiador de calor (Hernández 2014)

Lo que se busca es que el fluido este en un estado de turbulencia para que de esta manera se extraiga la mayor cantidad de energía posible, por esta razón el tubo propuesto es el de menor diámetro que es 1/4 in lo cual equivale a 13.72 mm de diámetro exterior, con una pared de 2.24 mm de espesor, y un diámetro interior de 9.24 mm. Se calcula el número de Reynolds para este diámetro de tubo y se obtiene como resultado:

En los tubos que llevan recurso geotérmico el Reynolds es de 9289, lo cual representa un flujo turbulento totalmente desarrollado. En el lado que lleva vapor al interior de los tubos el Reynolds es mucho mas bajo, esto es por la cantidad tan pequeña de flujo másico y es de 5.49×10^{-7} el hecho de que el numero de Reynolds sea tan pequeño hace que apliquen correlaciones diferentes en esa sección.

Lo siguiente a calcular es el número de Prandtl y da como resultado en los tubos que llevan recurso geotérmico 3.2 y en los que llevan vapor en su interior 9.9×10^{-4} . Con los número de Reynolds y Prandtl se puede proceder al siguiente paso, que es el de calcular el número de Nusselt y posteriormente calcular los coeficientes convectivos al interior y al exterior de los tubos dentro del intercambiador de calor, y ya con esos datos se pude calcular el coeficiente global de transferencia de calor, junto con el calor la energía absorbida por los fluidos se puede determinar el área necesaria para que se lleve acabo la transferencia de energía requerida, con el área se determina la cantidad de tubos dependiendo del largo sugerido.

Para calcular la cantidad de energía que el fluido absorberá (Q) se toma en cuenta el flujo másico, y el calor especifico (Cp) para fluidos que no cambian de fase como lo es la salmuera, y para fluidos que cambian de fase es el flujo másico, y el calor de vaporización (H_{fg}). Se calculan ambos, y se suman, para saber la cantidad de calor que está absorbiendo el fluido frio con las siguientes ecuaciones:

sin cambio de fase (en el caso de la salmuera)

$$Q_{salmuera} = \dot{m}_{salmuera} * C_{p,salmuera} * \Delta T_{salmuera},$$

con cambio de fase (el caso del vapor)

$$Q_{vapor} = \dot{m}_{vapor} * H_{fg},$$

al sustituir los datos correspondientes en ambas ecuaciones dan como resultado lo siguiente

$$Q_{salmuera} = \frac{0.96kg}{s} * \frac{4061J}{kg^{\circ}K} * 4^{\circ}K = \frac{15400J}{s} = 15400W,$$

$$Q_{vapor} = \frac{0.019kg}{s} * \frac{2394kJ}{kg} = \frac{45.49kJ}{s} = 45.49W,$$

$$Q_{total} = 15400kW + 45.49kW = 15445.49kW,$$

para los coeficientes convectivos al interior y al exterior de los tubos en el lado del recurso geotérmico se aplican las siguientes formulas:

$$h_i = 0.027 * \frac{cond_{rg}}{d_i} * Re_{rg}^{0.8} * Pr_{rg}^{\frac{1}{3}} = 3019J/kg,$$

$$Nu_o = h_o * (d_o/cond_{am}),$$

el número de Nusselt para el exterior de los tubos es

$$Nu_o = 0.62 * (g * (\rho_{am} - \rho_{vapor}) * \bar{H}_{fg} * \frac{d_o}{cond_{vapor} * v_{vapor} * (T_{rg} - T_{sat})})^{1/4},$$

dando como resultado que

$$h_o = 48,281 W m^2 / K,$$

ya con estos datos se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \frac{d_i}{d_o}} + \frac{1}{h_o} + F_{encrustamiento},$$

con un factor de incrustamiento de 0.007 (que es relativamente bajo, ya que no sufre de mucho incrustamiento) da como resultado $U=135.6 W/m^2$

y aplicando el método de la diferencia de temperatura media logarítmica

$$Q_{total} = U * A * LMTD_{corregido},$$

demuestra que el área total para que se lleve a cabo el intercambio de calor en la sección que lleva recurso geotérmico en su interior debería de ser de 10.59 m², que con tubos que miden 6.35mm (1/4in) de ancho y con un largo sugerido de 1.5 m indican que debe tener 166.74≈167 tubos que lleven el recurso geotérmico.

Una sección de los tubos lleva vapor en su interior proveniente de la cámara anterior, en este caso se busca aprovechar el calor latente y que haya cambio de fase en su interior, por lo tanto las correlaciones que aplican son diferentes. Es por eso que la correlación para el coeficiente convectivo al interior del tubo es diferente, y queda de la manera siguiente:

$$h_i = 0.943 * \left(\frac{\rho_l * g * (\rho_l - \rho_g) * \bar{H}_{fg} * k_l^3}{\mu_l * (T_{sat} - T_w) * L_{tubos}} \right)^{1/4} = 0.8067 W m^2 / K,$$

el coeficiente convectivo en esa sección de tubos es

$$h_o = 56538 W m^2 / K,$$

lo cual nos da como resultado un coeficiente global de transferencia de calor en esa sección de

$$U = 0.4669 W / m^2,$$

el calor transferido es

$$Q_{transf} = m_{vapor,in} * H_{latente} = 6.505 W,$$

El programa utilizado para resolver las ecuaciones fue el EES, la razón por la que se utilizó este programa es por el hecho de que cuenta con librerías de las propiedades de los fluidos, lo cual hace que sea más sencillo llevar a cabo el cálculo. Y es un programa con el cual estoy familiarizado para trabajar.

3.2 Justificaciones y propuestas iniciales.

En esta sección se verá la propuesta de materiales, geométricas y las consideraciones termo-hidráulicas para el intercambiador de calor, tomando en cuenta los diferentes factores.

- Materiales: los materiales más utilizados en intercambiadores de calor son los que se muestran a continuación
 - Acero inoxidable
 - Níquel
 - Monel
 - Aleación de cobre, como latón Admiralty
 - Aluminio
 - Incoel

Los materiales a utilizar se seleccionan de acuerdo a las características de los fluidos que circularán en el intercambiador de calor, presiones y flujos máxicos a los que se encontrará el intercambiador de calor, todos los materiales mencionados anteriormente son buenas opciones para su fabricación sin embargo como se manejarán fluidos altamente corrosivos, y por ser un prototipo, esto juega un papel importante en la selección del material. En el siguiente capítulo se dará a conocer el material seleccionado y las razones por las que se seleccionó.

- Geometría: básicamente existen dos geometrías principales en los intercambiadores de calor de tubo y coraza, están las geometrías cuadradas, que pueden ser arreglos de 90° o 45° o geometrías triangulares de 30° o 60° . En la fig. 20 se muestran los diferentes arreglos de tubos.

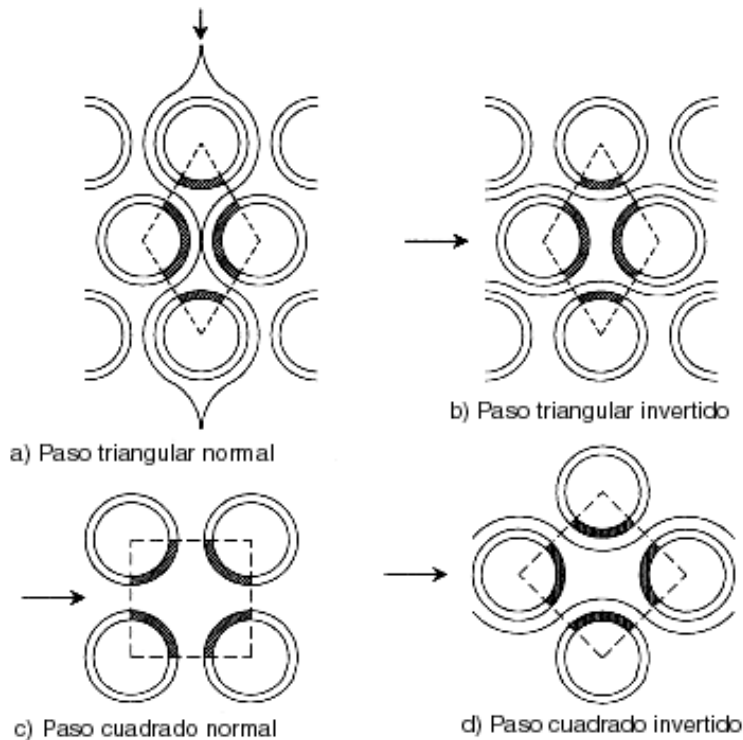


Figura 20. Arreglo de tubos para intercambiadores de calor de tubos y coraza (Termodinámica Transferencia 2012)

Para este caso el mejor arreglo es el triangular, ya que de esta manera es posible que se genere mayor turbulencia en el interior del intercambiador de calor, por ende mayor coeficiente convectivo y mayor transferencia de calor. También este arreglo permite acomodar mayor cantidad de tubos en un menor espacio, y se acomoda muy bien a la forma cilíndrica de la carcasa.

3.3 Normativas de diseño de intercambiadores de calor.

En México actualmente no existe ni una norma de diseño para intercambiadores de calor, es por esta razón que se busco una norma que aplique internacionalmente. Las normas más utilizada en el diseño de intercambiadores de calor son las TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association por sus siglas en inglés). Las normas se dividen en las siguientes partes:

- Nomenclatura
- Tolerancia de fabricación
- Fabricación en general, información necesaria
- Instalación, operación, y mantenimiento
- Normas mecánicas
- Especificaciones de materiales
- Normas térmicas "R", "C", y "B"
- Propiedades físicas de los fluidos
- Información general

- Practicas recomendadas

De acuerdo a las normas TEMA el intercambiador de calor que se esta diseñando es clase "C" ya que es para usos generales, a diferencia del clase "R" que es para usos en aplicaciones petroleras, y el "B" que es para usos en procesos químicos. Los códigos de construcción deben cumplir con el ASME (American Society of Mechanical Engineers) de caldera y recipientes a presión, Sección VIII, División 1, que se refieren a las aplicaciones. La construcción debe cumplir con los requerimientos de construcción requeridos por el estado y los códigos locales cuando así se especifique. Se debe aplicar el código de símbolos.

Los materiales para propósitos de cumplir con los estándares "acero al carbón" debe ser construido como cualquier acero de baja aleación estando adentro del alcance de la parte USC del código. Metales, sin incluir el anterior (excepto hierro) se deben de considerar como "aleaciones" de lo contrario especifique el nombre. Materiales de construcción, incluyendo las juntas, deben ser especificados por el comprador. La empresa que lo construya no asume la responsabilidad por el deterioro de las partes, sin importar la razón.

Las presiones a las que trabaje el intercambiador de calor deben ser especificadas. La coraza del intercambiador de calor debe ser probado con agua. La prueba debe durar 30 minutos. Los tubos y la coraza deben ser probados por separado, para poder detectar las fugas fácilmente en caso de que tenga fugas. Si el arreglo de tubos es el que lleva la mayor presión, los tubos deben ser probados afuera de la coraza.

La temperatura de diseño debe de ser la temperatura de diseño del material y es utilizada para establecer los limites de estrés de diseño. El metal para el diseño debe basarse en la temperatura a la que estarán los fluidos tanto del lado de la carcaza como de los tubos, excepto cuando se especifiquen otras temperaturas de diseño. las temperaturas deben de estar bien establecidas, para de esta manera saber las propiedades del material a esa determinada temperatura.

Todas las partes que estén a presión tienen cierta tolerancia de corrosión, dependiendo de la parte puede ser de 3.2 mm o 1.6 mm. La cabeza del intercambiador de calor tiene también cierta tolerancia a la corrosión el área que este en contacto con el fluido. También existen ciertas partes que no requieren tolerancia a la corrosión como lo son los baffles, espaciadores, y partes de soporte.

Las partes que se hayan construido con hierro no deben de estar expuestas a una presión mayor a 150 psi. Los tubos tienen que tener un espacio entre ellos de centro a centro de 1.25 veces el diámetro exterior del tubo. En donde el tubo sea de diámetro 5/8" o menos el espacio puede ser reducido a 1.20 veces el diámetro exterior del tubo. El diámetro interior de la carcasa no debe de exceder el diámetro interior de diseño por más de 3.2 mm. El espesor de la carcaza debe ser determinado por las formulas correspondientes, y de no ser así se debe apegar a las tablas mostradas en la tabla 6.

Diámetro de la carcasa nominal		Espesor mínimo				
		Acero al carbón			Aleación	
		Tubo	Plato			
6	152mm	SCH 40			1/8	3.2mm
8 a 12	203 a 305mm	SCH 30			1/8	3.2mm
13 a 23	330 a 584mm	SCH 20	5/16	7.9mm	1/8	3.2mm
24 a 29	610 a 737mm		5/16	7.9mm	3/16	4.8mm
30 a 39	762 a 991mm		3/8	9.5mm	1/4	6.4mm
40 a 60	1016 a 1524mm		7/16	11.1mm	1/4	6.4mm
61 a 80	1549 a 2032mm		1/2	12.7mm	5/16	7.9mm
81 a 100	2057 a 2540mm		1/2	12.7mm	3/8	9.5mm

Tabla 6 Espesor permitido para la carcasa (Richard C. Byrne, 1999)

En la norma también se muestran los diferentes tipos de baffles que existen. Se especifica dentro de la norma el largo máximo que pueden estar sin soporte los tubos, y es de 914 mm para tubos de un diámetro igual o mayor a 1 ¼" de diámetro exterior. Las juntas deben de estar diseñadas para soportar presiones de hasta 20.68 bar (300psi) al menos que se especifique que no trabajara con presiones tan altas. Se debe considerar a la hora de la construcción de cualquier intercambiador de calor la expansión térmica del material, en este caso no presenta gran problema ya que las temperaturas que se manejaran no son muy altas, que puedan presentar problemas de este tipo.

Las normas TEMA son reconocidas por su alto factor de seguridad. Las normas mostradas anteriormente son las más relevantes. La ventaja en el caso del diseño de este intercambiador de calor es que las presiones son bajas, y las temperaturas no son muy altas, aun así hay normas que son aplicables y que están tomadas en cuenta para el diseño.

3.4 Análisis de esfuerzos de la cámara de desalación propuesta.

En la segunda cámara hay dos partes que se consideraron críticas para su análisis de esfuerzos, la carcasa, y el cuadro separador de flujos a la salida de la cámara. Por esta razón el análisis de esfuerzos realizado en el software de modelado CAD Solid Works solo se aplicó a estas dos partes. A continuación se muestran los resultados obtenidos. En primer lugar se muestra la carcasa en la fig. 21.

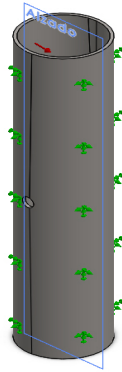
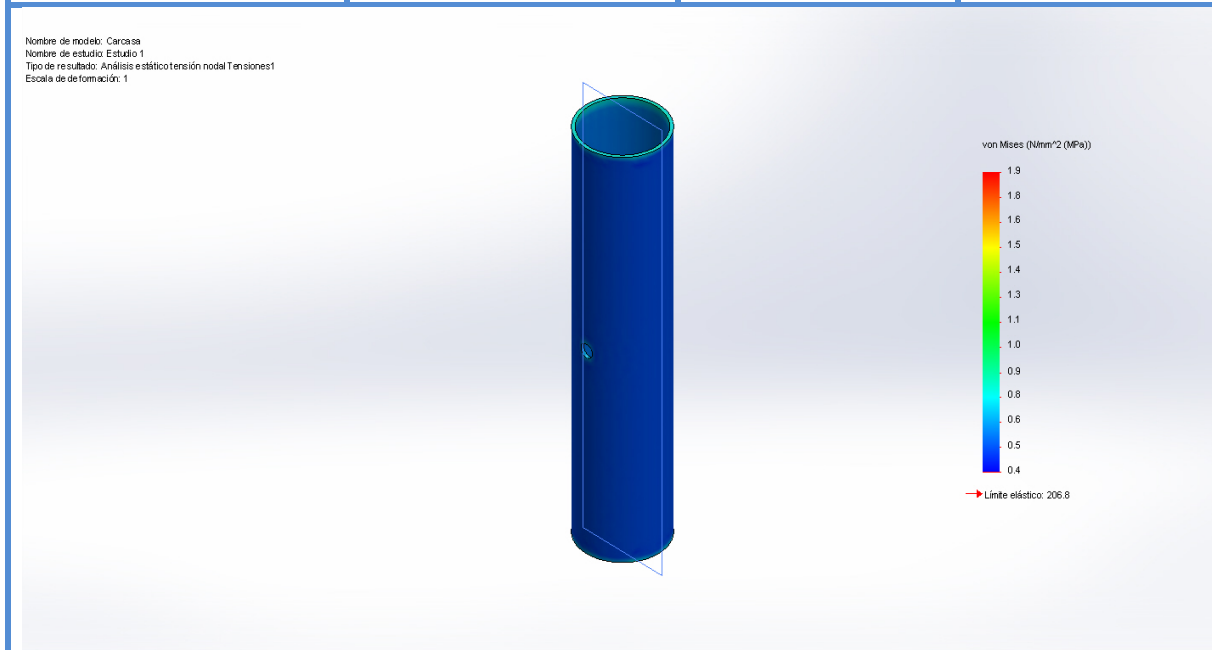


Figura 21 Análisis de esfuerzos de carcaza (Hernández 2014)

Los resultados de la simulación muestran algunas propiedades del sólido, entre ellas muestran que tiene una masa de 149.5 kg, un volumen de 0.0187 m³, densidad de 8000 kg/m³. El tipo de análisis fue estático, con 15,627 nodos. La tensión máxima que esta soportando la pieza es de 1.88 N/mm², lo cual esta muy por debajo del limite de 206.8 que puede soportar la pieza, lo cual garantiza que la pieza no fallará a tensión. En la fig. 22 se muestran los resultados.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.384985 N/mm ² (MPa) Nodo: 2	1.88219 N/mm ² (MPa) Nodo: 15627



Carcasa-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

Figura 22 Tensión de Von Mises carcasa (Hernández 2014)

De igual manera el desplazamiento es muy pequeño y no representa gran peligro para las personas que lo rodean, ni para el equipo. En la fig. 23 se muestra .

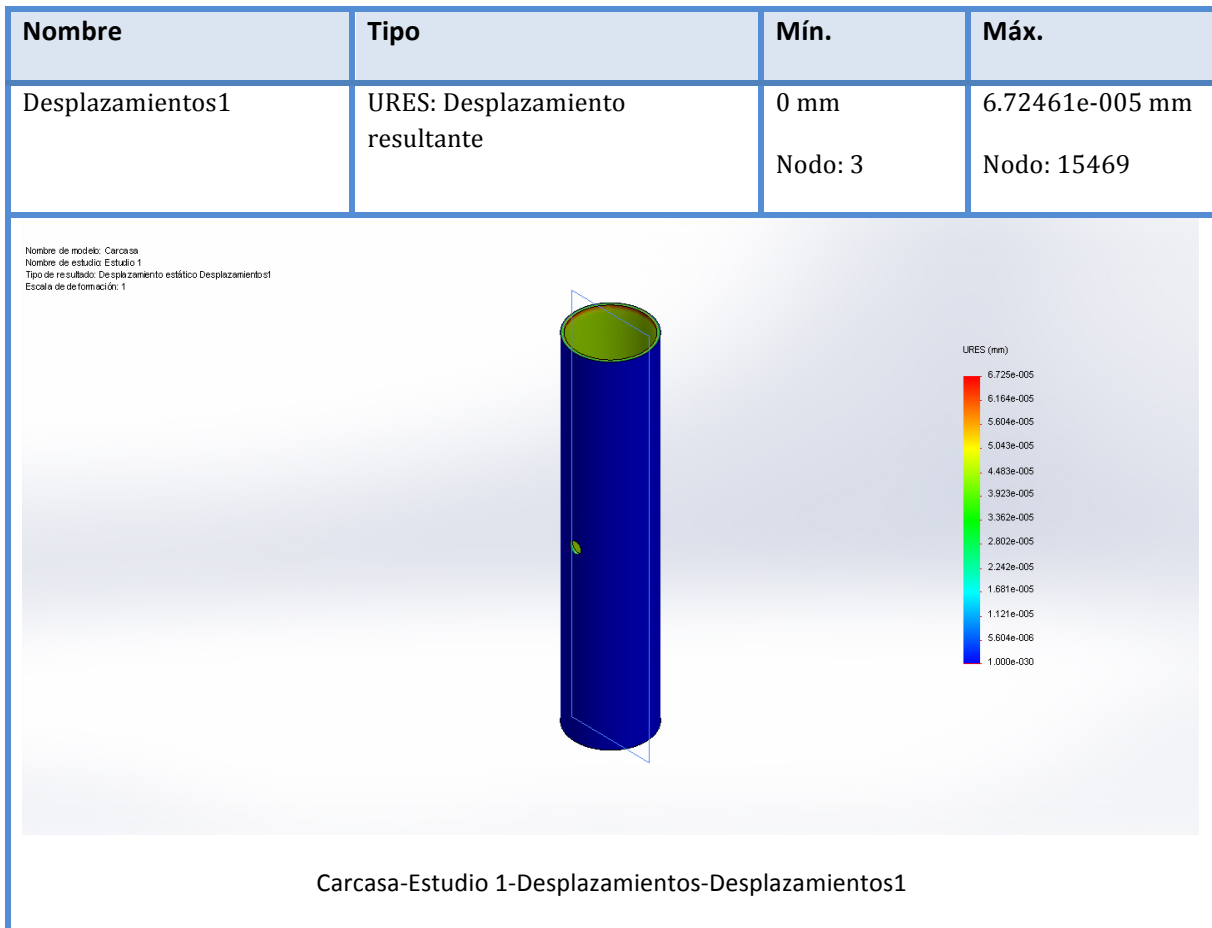


Figura 23 Desplazamiento resultante carcasa (Hernández 2014)

La carcasa ha demostrado en la simulación ser segura, esto puede ser debido a que esta hecha de acuerdo a las normas establecidas en la TEMA. La siguiente pieza que se muestra fig.24 es muy importante ya que gracias a ella los flujos no se mezclan. De igual manera se le hizo un análisis estático, y se obtuvieron algunas propiedades del modelo. Las propiedades obtenidas son la masa, que es de 3.07 kg, el volumen de .00038m³ y densidad de 8000 kg/m³.

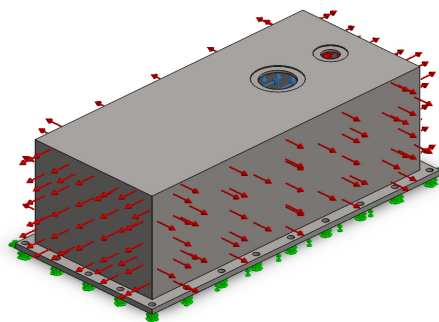


Figura 24 Análisis de esfuerzos a cuadro separador de flujo a la salida de la cámara (Hernández 2014).

En esta pieza, una sección llevara liquido destilado, del vapor condensado dentro de los tubos, y estará a muy baja presión, y en otra sección llevara el recurso geotérmico, a una presión de 3 bar. Al igual que la pieza anterior tiene un limite elástico de 206.8 Bar ya que están hechas del mismo material, en este caso como esta expuesta a mayor presión su tensión es mayor, de 99.32 MPa, aun así está muy por debajo del límite de tal manera que no muestra ningún riesgo de sufrir daños por tensión.

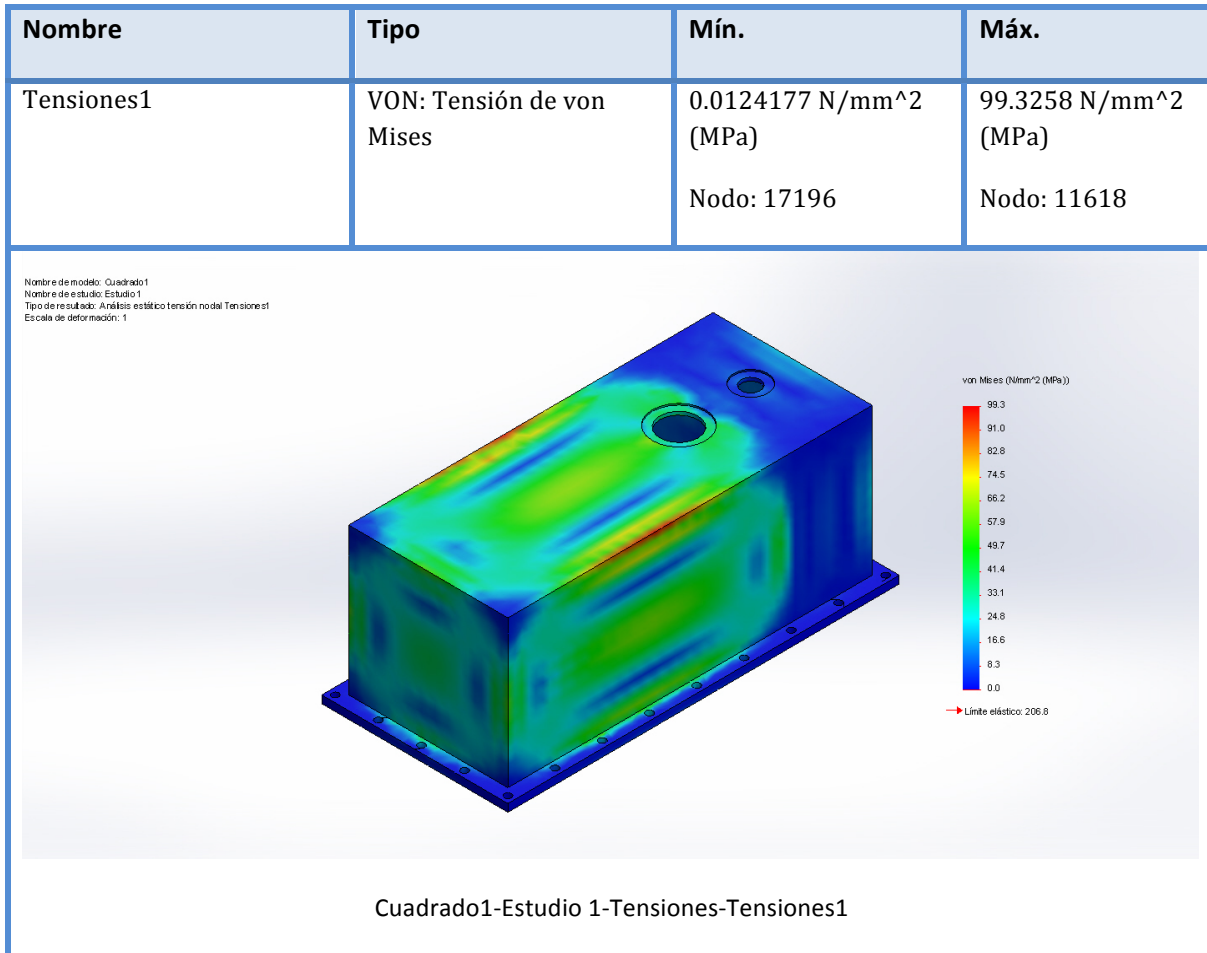
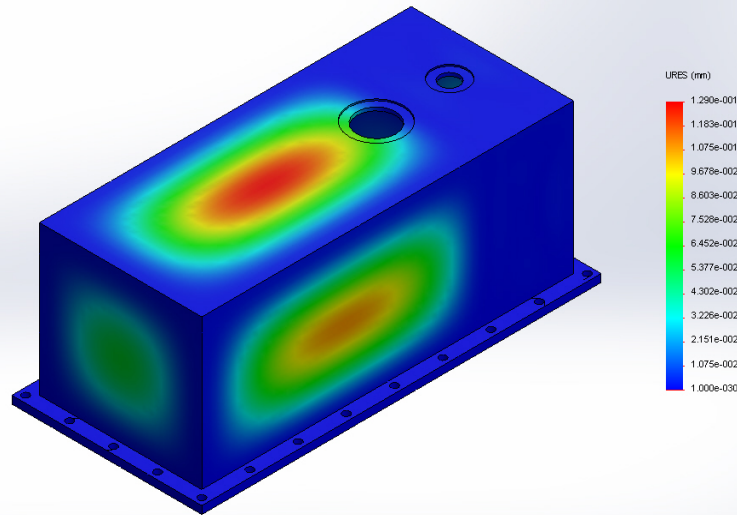


Figura 25 Tensión de Von Mises cuadro separador de flujos a salida de la cámara (Hernández 2014)

El desplazamiento que sufre esta pieza es mayor al de la pieza anterior, es de 0.129mm, aun así es muy poco, como para representar riesgo.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	0.129046 mm
		Nodo: 37	Nodo: 6668

Nombre de modelo: Cuadrado1
Nombre de estudio: Estudio1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



Cuadrado1-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Figura 26 Desplazamiento cuadro separador de flujos a la salida de la cámara (Hernández 2014)

Con este análisis de elemento finito se pudo demostrar que las piezas están diseñadas de forma segura, y que serán capaces de soportar los esfuerzos a los que estarán sometidas.

3.5 Resumen de parámetros geométricos, térmicos, hidráulicos y mecánicos finales.

En resumen como se pudo observar en este capítulo, el arreglo de los tubos serán triangular de 30°, los tubos serán 1.5m de largo, y de ¼ in de diámetro. Todo esto con el objetivo de mejorar la transferencia de calor por convección del intercambiador, tendrá 188 tubos de los cuales en su interior 83 llevaran recurso geotérmico, y el resto llevaran el vapor generado de la cámara anterior. El diámetro de la carcasa será de .3 m. Y tendrán una separación de tubo a tubo de 1.25 veces el diámetro del tubo de centro a centro.

La temperatura para la cual esta diseñado para trabajar es con una entrada de agua de mar mayor a 40 °C a la entrada del intercambiador, la temperatura del recurso geotérmico mayor a 58 °C a la entrada, y la temperatura del vapor al interior de los tubos, proveniente de la cámara anterior de 49 °C o mayor. Por el lado hidráulico, los flujos máxicos tanto de agua de mar como de recurso geotérmico deben ser iguales o mayores a 5 kg/s para que pueda cumplir con lo requerido.

Como se mostro en la sección anterior cumple perfectamente con los requerimientos mecánicos ya que es perfectamente seguro gracias al material utilizado, en este caso acero inoxidable. No sufre de ninguna deformación ya que el acero puede soportar 206.8 Bar de tensión.

3.6 Conclusión capítulo 3.

Como se pudo observar en el capítulo 3 existen ciertos parámetros con los que debe cumplir la segunda cámara del sistema de desalación, tanto térmicos como hidráulicos, y también mecánicos, ya que estará expuesto a ciertos esfuerzos. El diseño esta basado en estos parámetros de operación, y funcionará adecuadamente, siempre y cuando cumpla con los parámetros establecidos. Existen algunos materiales con los que se construyen los intercambiadores de calor, sin embargo dependiendo de las características de los fluidos y los parámetros de operación, algunos materiales son mejores que otros para cumplir los objetivos. En este caso el material mas adecuado para la manufactura es el acero inoxidable. Es muy importante establecer la geometría del intercambiador de calor, ya que muchas otras cosas dependen de la geometría, en este caso se recomienda una geometría triangular en los tubos de 30° y una carcasa redonda, para que sea mas fácil de manufacturar, y por que será un prototipo. Para prevenir accidentes siempre es importante hacer un análisis de esfuerzos. En este caso no existe ningún riesgo de que colapse, ya que no estará expuesto a esfuerzos, ni a temperaturas que afecten la integridad del material.

Por el lado térmico, como se menciono anteriormente trabaja a bajas temperaturas, que ni siquiera alcanzan los 60°C por esta razón tiene que tener una presión de 0.1164Bar. La sección que lleva en su interior recurso geotérmico tiene un flujo turbulento debido a su gran flujo másico y a el diámetro de los tubos tan pequeño, esto favorece el coeficiente convectivo ya que hace que sea mayor. En la sección que lleva vapor al interior de los tubos el número de Reynolds es muy pequeño esto debido al poco flujo másico que se tiene, pero aun así es útil, ya que a ese vapor se le puede extraer energía. La energía que se considero extraer en esa sección fue la del cambio de fase del vapor. En esa sección de tubos el fluido entrara como vapor, y será extraído como agua producto (destilado). Por otra parte el fluido de agua de mar será introducido gracias a aspersores, esto con el fin de pulverizar el agua, es decir, que se formen gotas muy pequeñas de agua, y de esta manera sea mas fácil evaporarlas. Formaran una película delgada sobre los tubos y absorberá la energía térmica de los fluidos que circulan en su interior.

Capítulo 4 Propuesta de construcción de la segunda cámara del sistema de desalación tipo MED-LE.

En esta capítulo se presenta la propuesta constructiva para este prototipo, desde el material a utilizar, y la metodología para la manufacturación. También se proponen algunos equipos auxiliares tanto de medición, como de bombeo. Los sistemas de medición que el prototipo debe de incluir, son termómetros, manómetros y vacuómetros, todo con el fin de monitorear el funcionamiento adecuado. Las bombas deben de ser de baja potencia, con el fin de ahorrar energía y deben de ser capaces de circular el fluido a la presión y con el gasto másico requerido.

4.1 Propuesta de materiales a manufacturar.

El material propuesto a manufacturar es acero inoxidable AISIS 304, el cual es un acero inoxidable austenítico de uso general con estructura cúbica de caras centradas para todos los componentes metálicos de la segunda cámara del sistema de desalación geotérmico de baja entalpia. Esto debido a sus características y propiedades como lo son:

- Su alta resistencia a la corrosión.
- Alta conductividad térmica.
- Alta resistencia a los esfuerzos.
- Versatilidad.

Este acero es de uso común, es fácil de manufacturar, y es ideal para un prototipo experimental. Una vez que el prototipo demuestre ser funcional se podrían utilizar otros materiales.

Para los empaques el material propuesto es hule rojo, este plastico es un elastómero de uso general, es económico y es muy bueno para elaborar empaques. El hule rojo tiene un rango de temperatura de trabajo que va desde los -25 °C a los 80 °C lo cual lo hace ideal para esta cámara, ya que en esta cámara no se sobrepasaran los 80 °C. También este empaque ha mostrado ser hermético, y es otra de las características que se buscan. El hule rojo ha sido probado en la primer cámara y ha mostrado muy buenos resultados.

El equipo que se construirá será experimental, es por eso que se propone utilizar tornillos y tuercas reforzados, que puedan soportar el uso rudo al que serán sometidos durante el periodo de experimentación, ya que el equipo será desarmado y vuelto a armar múltiples veces con el objetivo de hacer observaciones.

4.2 Metodología para la manufacturación del intercambiador de calor.

Los tubos son mandrilados o soldados a las placas porta-tubos, según los requerimientos las placas pueden ser fijas o flotantes. En este caso la propuesta es que las placas sean fijas e irán soldadas a los tubos. Los cabezales son desmontables y los haces tubulares pueden ser fijos o extraíbles. En este diseño el has de tubos será extraíble y las tapas del intercambiador estarán sujetas con tornillería de alta resistencia.

4.3 Propuesta de equipos auxiliares.

En esta sección se observaran los equipos auxiliares para el funcionamiento de la segunda cámara del equipo de desalación geotérmico de baja entalpía. Entre los principales equipos se encuentran termómetros, vacuómetros, manómetros, válvulas, y bombas. A continuación se muestra la importancia de cada uno de ellos, así como su posición dentro del prototipo. En la propuesta se presenta en la sección de monitoreo, puros dispositivos análogos, aunque lo ideal sería tener dispositivos electrónicos de medición, para que las mediciones sean más precisas y fáciles de analizar. También lo ideal sería tener un sistema de adquisición de datos.

4.3.1 Sistema de circulación y bombeo.

Para circular el agua de mar y el recurso geotérmico se deberán utilizar bombas de baja potencia, ya que se pretende que este equipo sea modular y no gaste mucha energía. La bomba propuesta es el modelo 388F-97 de la marca AMT de ½ caballo de fuerza. Esta bomba se considera la más adecuada ya que trabaja a las presiones y temperaturas requeridas, y tienen alta resistencia a la corrosión. Resiste hasta 82 °C de temperatura y 5 bar de presión. Es una bomba eléctrica, que funciona con corriente alterna y 60Hz de frecuencia. La bomba tiene que estar completamente llena de agua para su funcionamiento, que no sufra de cavitación y tenga larga vida útil. También es una bomba que soporta sólidos de hasta 1/8" de diámetro, lo cual lo hace ideal para el uso que se le dará.

4.3.2 Accesorios para monitoreo.

Los termómetros serán para monitorear la temperatura de los fluidos tanto a la entrada como a la salida, estos estarán puestos en todas las entradas y en todas las salidas del intercambiador de calor, que son la entrada y salida del recurso geotérmico, entrada y salida del vapor de agua de mar, y entrada y salida del agua de mar, los termómetros propuestos tienen que ir desde los 20 a los 80°C para que cumpla con los requerimientos. De igual manera los manómetros y el vacuómetro son para monitorear la presión dentro de la cámara, todas las entradas y salidas tendrán manómetro, excepto la entrada y salida por donde pasa en el interior de los tubos vapor proveniente de la cámara anterior, como esta sección está a presión menor a la atmosférica a la entrada y salida de esta sección se propone poner vacuómetros. Los manómetros deben tener un rango desde 0 hasta 4 bar de presión, y el vacuómetro de 0 a 2 bar.

Las válvulas propuestas tanto a las entradas como a las salidas de los distintos fluidos son válvulas bola o esfera. Esto por el hecho de que son muy buenas para regular el flujo, así como también es un equipo de uso comercial, y es barato. El mecanismo con el que funcionan es muy sencillo, por lo tanto son fáciles de instalar y manipular. El material indicado para la válvula es de acero inoxidable.

4.4 Conclusión capítulo 4.

Como se pudo observar en la sección anterior, es necesario instalar equipos auxiliares en el equipo, todo esto con el objetivo de monitorear los diferentes parámetros de funcionamiento del equipo. Los equipos deben de ser capaces de soportar las condiciones de operación a las que estarán expuestos. En primera instancia serán equipos análogos, pero si será necesario

sustituirlos por equipos digitales. Estos equipos servirán para hacer experimentación, y confirmar el buen funcionamiento de la segunda cámara.

Capítulo 5 Resultados y conclusiones.

Los resultados más sobresalientes son los de parámetros de diseño entre los cuales tenemos que la sección de tubos por los que circula el recurso geotérmico en su interior deberá ser de 10.59 m^2 y la que lleve vapor en su interior de 1.7 m^2 . Lo cual nos arroja que en total se tendrán 189 tubos al interior de la cámara, para cumplir con lo requerido. El largo propuesto es de 1.5 m, esto por cuestiones de mantenimientos y operación. Con esto se pretende alcanzar los objetivos propuestos en un inicio. A continuación se mostraran las conclusiones, tanto generales como particulares de esta tesis.

5.2 Conclusiones generales.

En general se puede concluir que la desalación es un proceso que ya tiene mucho tiempo llevándose acabo. Últimamente esto ha cobrado más popularidad por el hecho de que cada vez es más difícil abastecer de agua a las poblaciones. Esto debido al crecimiento desmedido de la población mundial, y también al mal manejo del recurso hídrico. Hay muchas tecnologías actualmente que nos permiten desalar agua, pero aun hay mucho por avanzar en esta rama. Los dispositivos de desalación deben ser eficientes debido a que también el abastecimiento de energía representa una problemática actual. Lo ideal es que estos sistemas funcionen con energías renovables y de esta manera puedan ser lo mas amigables con el ambiente posible.

El diseño de este intercambiador de calor representa un gran logro personal. Los sistemas de desalación actuales, son dispositivos complejos. Hay muchos factores que se tienen que tomar en cuenta cuando se diseña un intercambiador de calor. Los resultados obtenidos son positivos. Una de las mejores partes del proyecto es que esta cámara será manufacturada y se pondrá a prueba, si los resultados son favorables será de beneficio para la humanidad.

5.3 Conclusiones particulares.

En particular lo que se puede concluir es que en la sección del intercambiador de calor en el que circula vapor al interior de los tubos, el calor aprovechado, será calor latente, es decir, el del cambio de fase del vapor. El calor latente se aprovecha mayor que el calor sensible, ya que este sede mayor cantidad de energía, precisamente por el hecho de que cambia de fase. Por esta razón, puede ser que hayan salido tan pocos tubos, así como también el hecho de que se tiene muy poca flujo másico de vapor.

En la sección de recurso geotérmico se tienen mayor cantidad de tubos por que en primer lugar se tiene mayor flujo másico de este fluido, la diferencia en flujo másico de vapor y de recurso geotérmico al interior de los tubos, es muy grande, esto influye en gran medida en la diferencia en la cantidad de tubos. Otro factor importante, es el hecho de que en este caso lo que se aprovecha es calor sensible, el cual sede muy poca energía al otro fluido, por tal razón es necesaria mas área de superficie para lograr el mismo trabajo que se lograría con calor latente.

Los resultados parecen razonables, el intercambiador de calor se ve bien una ves que se dibujo en Solid Works. Los parámetros de funcionamiento ya están establecidos, y mientras se mantengas esos parámetros el intercambiador de calor debe de ser útil, y arrojar los

resultados esperados. Existen mejores materiales para la construcción de intercambiadores de calor, pero como es un prototipo experimental, por eso se propone el acero inoxidable, por ser relativamente barato, y fácil de manufacturar.

Bibliografía

- (2007). Obtenido de <http://www.iit.upcomillas.es/pfc/resumenes/46e93020283c2.pdf>
- Aduvire, O. (07 de diciembre de 2014). *slideshare*. Recuperado el 20 de diciembre de 2014, de slideshare: <http://es.slideshare.net/oliveraduvire/intercambiadores-de-calor-42454578>
- Alarcon, R. (2012). *Propuesta de diseño de un intercambiador de calor tubular para el aprovechamiento de recursos geotermicos de baja entalpia*. Distrito Federal, C.U., Mexico.
- Alexander Christ, K. R.-L. (2013). Thermodynamic optimisation of multi effect distillation driven by sensible heat sources. *ELSEVIER* .
- Antonio Valero, D. J. (s.f.). *CIRE*. Obtenido de <http://cire.cps.unizar.es>
- Beng, H. B. (Mayo de 2009). Development of a basic design tool for Multi-Effect Distillation plant evaporators.
- Bert, D. G. *EVALUACION DE LA ENERGIA GEOTERMICA EN MEXICO*. Mexico: Informe preparado para la CRE con el apoyo del BID.
- CRE. (s.f.). *EVALUACION DE LOS RECURSOS GEOTERMICOS DE BAJA ENTALPIA DE LA PENINSULA DE BAJA CALIFORNIA, MEXICO* . Recuperado el 20 de febrero de 2013, de Comision Reguladora de Energia : <http://www.cre.gob.mx/documento/2298.pdf>
- Dra. Rita Aguilar Osorio, R. F. (s.f.). Metodologia para el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza.
- Dvora Isiordia, G. E., Gonzales Enriquez, R., & Ponce Fernandez, N. E. (2012). *TECNICAS PARA DESALINIZAR AGUA DE MAR Y SU DESARROLLO EN MEXICO* (Vol. 8). Mexico, El Fuerte , Mexico: Ra Ximhai.
- ECOAGUA. (18 de abril de 2009). Desalacion mediante compresion de vapor. *ARTICULOS TECNICOS* .
- Economista, E. (8 de abril de 2015). *el Economista*. Recuperado el 18 de mayo de 2015, de el Economista: <http://www.eleconomista.es/materias-primas/noticias/6614502/04/15/Las-reservas-de-EEUU-y-la-produccion-de-Arabia-Saudi-sacuden-el-precio-del-petroleo.html#.Kku872LG127rHu1>
- EcuRed. (21 de octubre de 2011). *EcuRed conocimiento con todos y para todos*. Recuperado el 25 de septiembre de 2014, de EcuRed conocimiento con todos y para todos: http://www.ecured.cu/index.php/Desalinizaci%C3%B3n_del_agua
- Engineer, t. b. (2014). Obtenido de http://www.engineeringtoolbox.com/arithmetic-logarithmic-mean-temperature-d_436.html

Garcia, C. (15 de enero de 2006). Obtenido de <http://www.voltairenet.org/article133742>

Germán Eduardo, D. I. (2013). *DESALACIÓN UN MAR DE OPORTUNIDADES*. (C. R. MARISELA GONZÁLEZ ROMÁN, Ed.) Obregón, Sonora, México: ITSON.

Gianfranco Caruso, D. V. (2012). Desalination. *ELSEVIER* .

Hietanen, J. (14 de Mayo de 2016). Environmental Impact of Desalination technologies. *Metropolitan University of Applied Sciences* , 27.

Ibrahim S. Al-Mutaz, I. W. (2014). Desalination. *ELSEVIER* .

iiDEA. (27 de abril de 2015). *iingen*. Recuperado el 27 de abril de 2015, de Instituto de Ingeniería UNAM:
<http://proyectos2.iingen.unam.mx/IIDEA/3LineasDeInvestigacion/MEDLE.htm>

Industry, D. (s.f.). Obtenido de <http://www.directindustry.it/prod/standard-xchange/scambiatori-calore-fascio-tubiero-25340-455062.html>

Industry, D. (2014). Obtenido de <http://www.directindustry.it/prod/standard-xchange/scambiatori-calore-fascio-tubiero-25340-455062.html>

Ingenieros. (18 de abril de 2009). Desalacion Mediante Evaporacion Instantanea Multietapa (MSF). *ECOAGUA Ingenieros SL* .

Interior, U. D. (14 de noviembre de 2014). Yuma Desalting Plant. *RECLAMATION Lower Colorado River* .

Jaimes, O. G. (2008). *Los recursos geotérmicos de baja entalpía: una opción en la generación eléctrica y en la desalación de agua de mar* . México, D.F., México: UNAM.

Jaramillo, O. (2007). *Intercambiadores de calor*. Universidad Nacional Autonoma de Mexico, Centro de Investigacion en Energia .

Juárez Andrade Vladimir, M. M. (2015). *METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS*. (D. E. ESPINOSA, Ed.) C.U., D.F., México.

LAVA, A. (2016). *t-solucion*. Recuperado el 2017, de t-solucion: <http://t-solucion.com/noticias/articulos-tecnicos/factor-de-ensuciamiento-en-intercambiadores/>

Li Xu, M. G. (2004). *Heat-transfer film coefficients of falling film horizontal tube evaporators* . ELSEVIER.

Lopezva. (octubre de 2011). Obtenido de <https://lopezva.files.wordpress.com/2011/10/correlaciones-para-la-conveccion-forzada.pdf>

- Marrero, L. (1960). *La tierra y sus recursos*. La Habana, La Habana, Cuba: Publicaciones Cultural S.A.
- Mecanica, U. N. (2010). *Diseno de un intercambiador de calor de coraza y tubos*.
- Mehrdad Khamooshi, K. P. (2014). Desalination. *ELSEVIER* .
- Moody, L. F. (1944). Friction Factors for Pipe Flow. Princeton, NJ, Estados Unidos.
- Moreno, A. R. (2011). *mailxmail*. Obtenido de <http://www.mailxmail.com/curso-agua-desalacion-1-4/destilacion-subita-efecto-flash-destilacion-subita-multietapa-msf>
- Mukherjee, R. (febrero de 1998). Effectively Design SHell-and-Tube Heat Exchangers. *American Institute of Chemical Engineers* .
- Paul Schausberger, J. N. (07 de noviembre de 2009). Heat Transfer in Horizontal Falling Film Evaporators . *WABAG* .
- Peter Von Bockh, T. W. *Heat Transfer basics and practice*. Karlsruhe, Germany: Springer.
- Popkin, R. (1968). *Desalination: water for the world's future*. Praeger: ilustrada.
- Richard C. Byrne, S. (1999). *TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION*. New York, NY, EE.UU.: TEMA.
- Salmeron, J. A. (2012). *Analisis de diseno de una desaladora de agua de mar multiple efecto con recurso geotermico de baja entalpia tipo MED-LE*. Distrito Federal, C.U., Mexico.
- Sandik Kakac, H. L. (2002). *Heat Exchangers selection, rating, and thermal design* (Vol. 2). Coral Gables , Florida, EE.UU.: CRC Press.
- Santana, J. F. (s.f.). *La desalinizacion: Una opcion a tener en cuenta*. Obtenido de <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia26/HTML/articulo04.htm>
- Santoyo, B. (octubre de 2013). *VEO VERDE* . Recuperado el 22 de octubre de 2013, de <http://www.veoverde.com/2013/10/proponen-a-mexico-desalinizar-agua-de-mar-para-demanda-de-agua-potable/>
- Sciubba. (2005). *Thermodynamic Approaches in Engineering Systems*.
- Sekulic, R. K. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. New Jersey, EE.UU.: John Wiley & Sons, Inc.
- Shah. (1979). A general correlation for heat transfer during film condensation in pipes.
- Soto, A. R. (2009). Problemática del agua en los distritos de riego por bombeo del estado de Sonora. *Revista digital universitaria* , 10 (8), 6.
- Tawfiq H. Dahda, A. M. (2014). Desalination. *ELSEVIER* .

Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook* (Vol. 2). New York, EE.UU.: CRC Press.

Torres, F. G. (2013). *ANÁLISIS DEL SISTEMA DE VACÍO DE UNA PLANTA DE DESALACIÓN M.E.D. CON GEOTERMIA DE BAJA ENTALPÍA*. (M. H. Jiménez, Ed.) Ciudad Universitaria, D.F., México .

Tzen, E. (2008). *Desalination Technologies*. PRODES, Wind Energy Department, EU.

UCLM. (2014). *Rugosidad absoluta de materiales*. Recuperado el 2016, de UCLM: https://www.uclm.es/area/ing_rural/Hidraulica/Temas/TablaRugosidadAbsolutaMateriales.pdf

Yunes A Cengel, M. A. (2012). *Termodinámica*. México, México, México: Mc Graw-Hill.

Yunus A. Cengel, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa*. (P. E. Roig, Ed., & E. J. D’Borneville, Trad.) Distrito Federal, Mexico : Mc Graw Hill.

Anexos

A.1 Dibujo en CAD del modelo didactico del intercambiador de calor

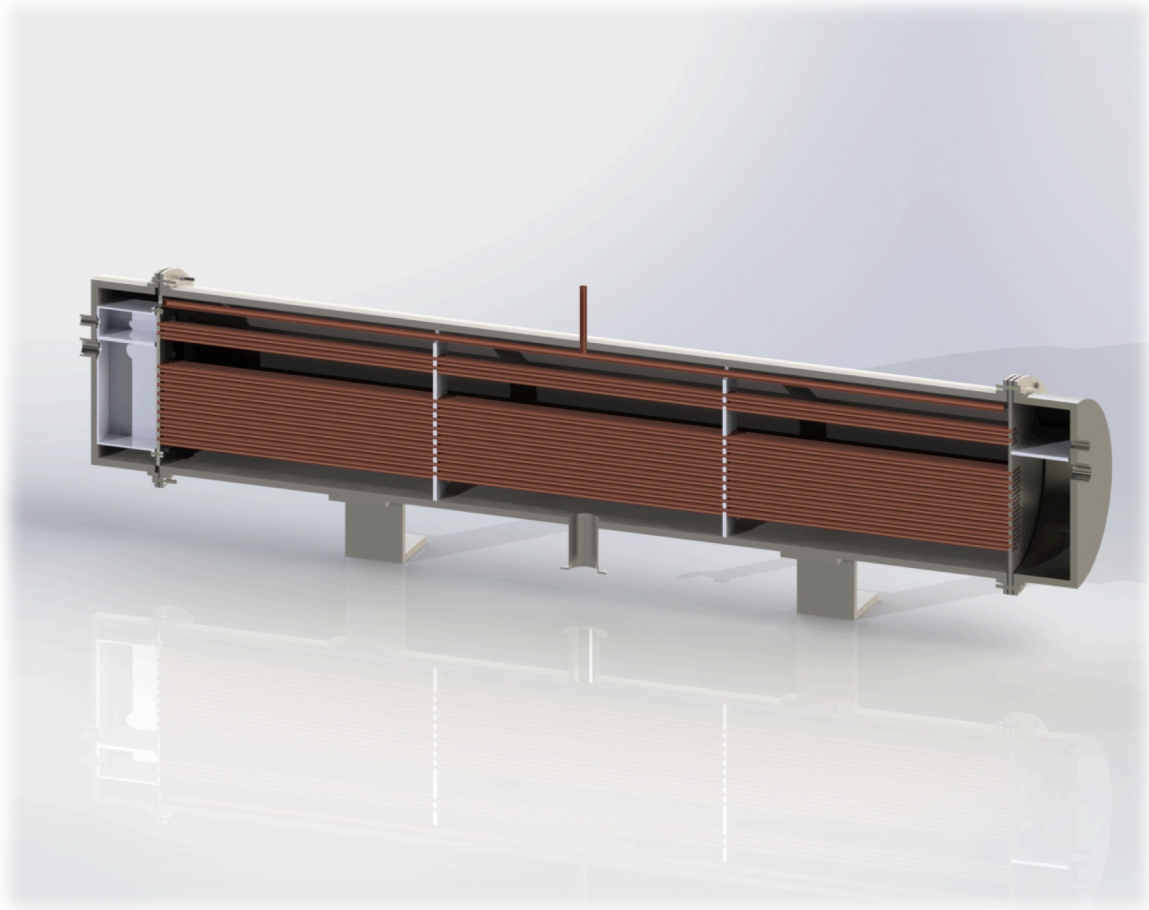


Figura A.1 Render corte transversal segunda camara desaladora modular geotermica.

A.2 Planos del intercambiador de calor

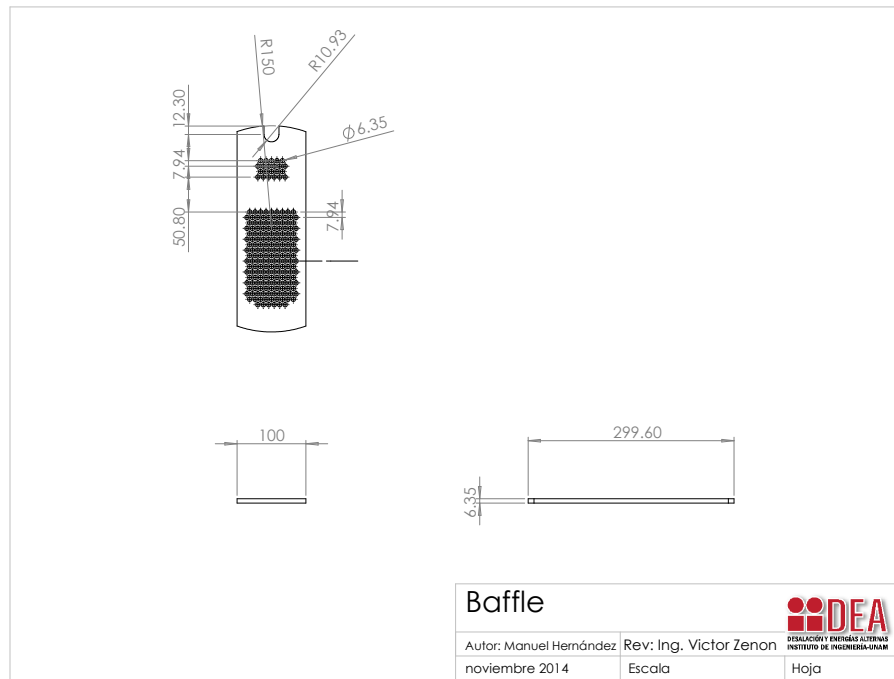


Figura A.2 Baffle.

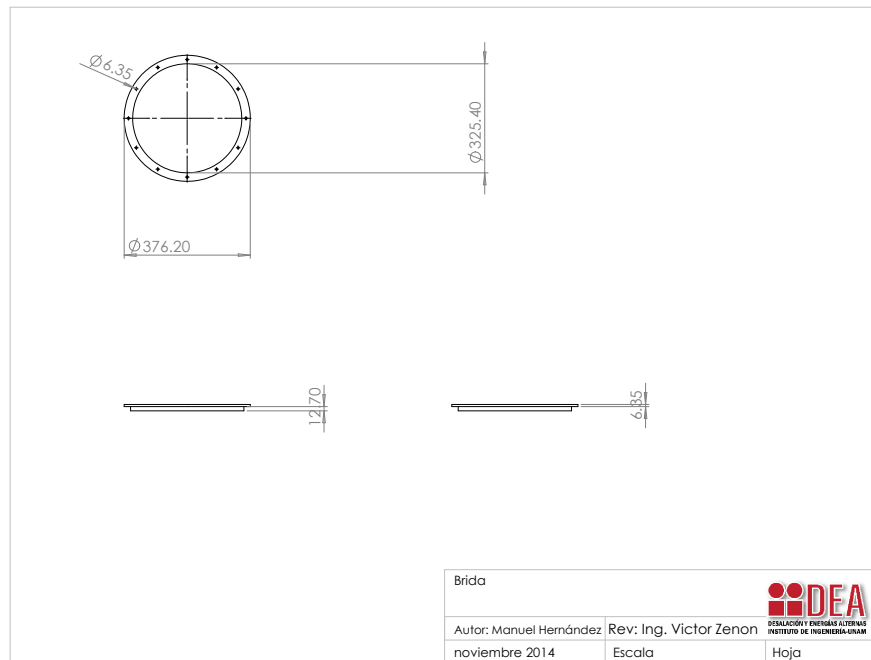


Figura A.3 Bridas

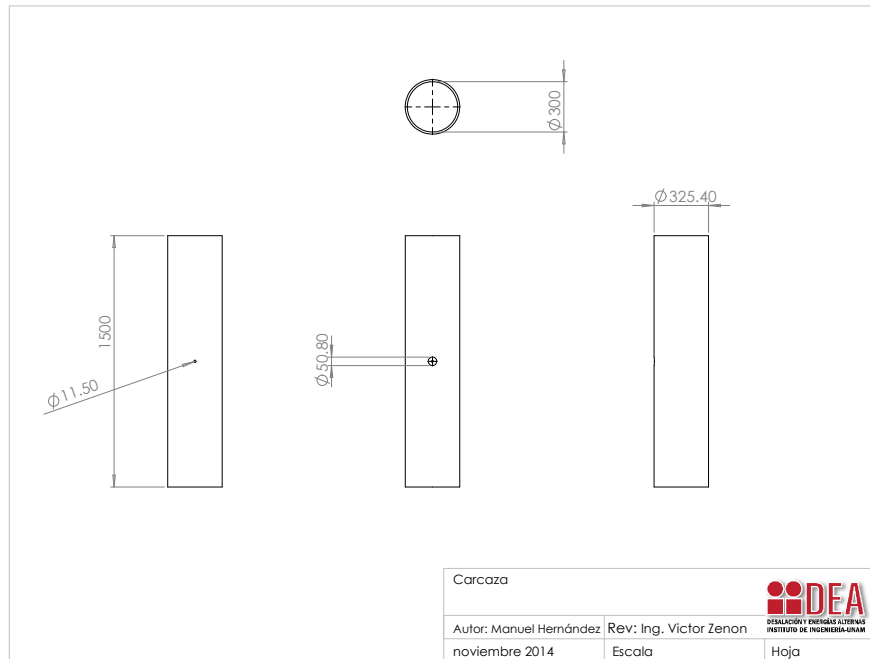


Figura A.4 Carcasa

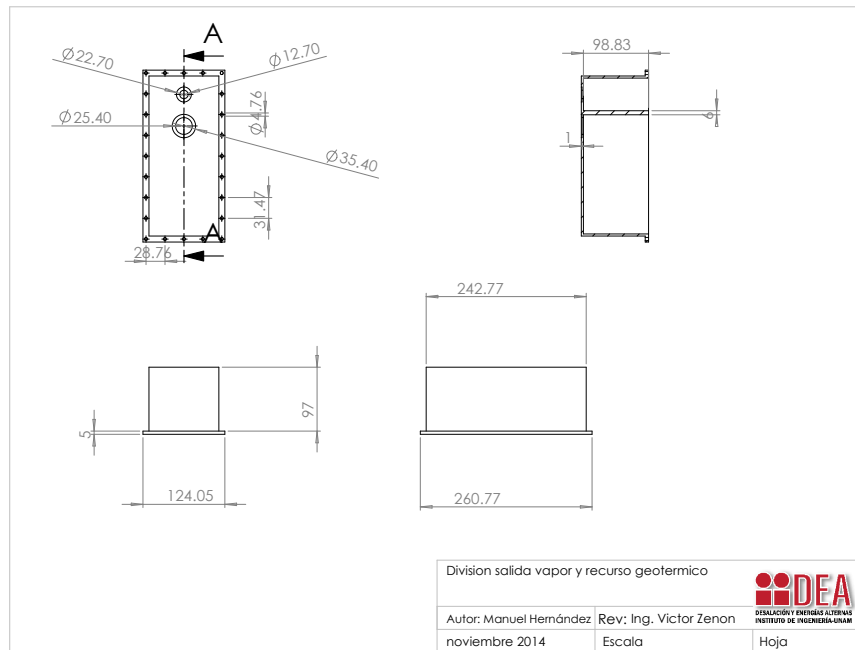


Figura A.5 Cuadro separador de flujo a la salida del intercambiador de calor.

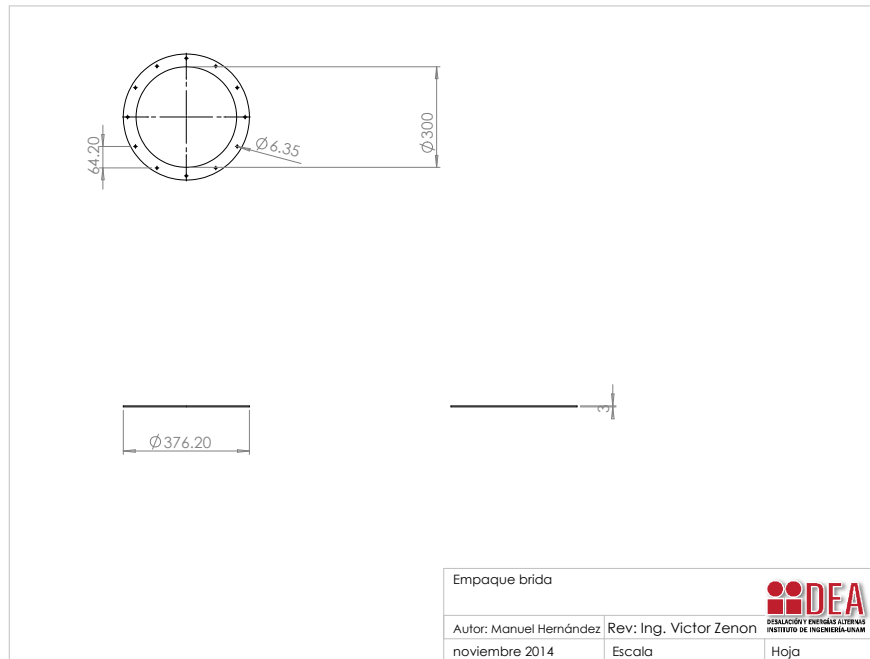


Figura A.6 Empaque para bridas.

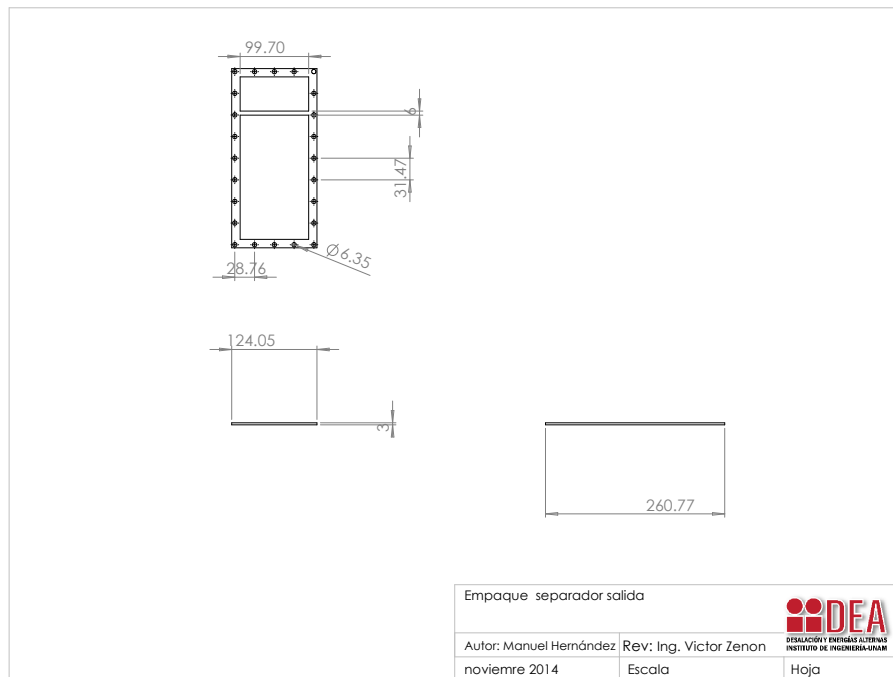


Figura A.7 Empaque para cuadro separado de flujo.

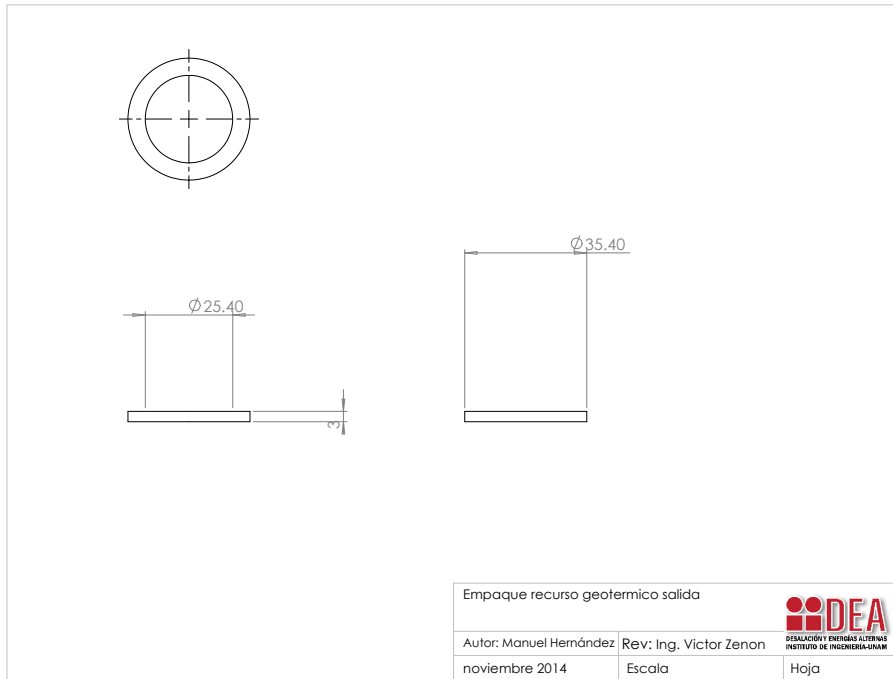


Figura A.8 Empaque a la salida del cuadro separador de flujo del lado del recurso geotermico.

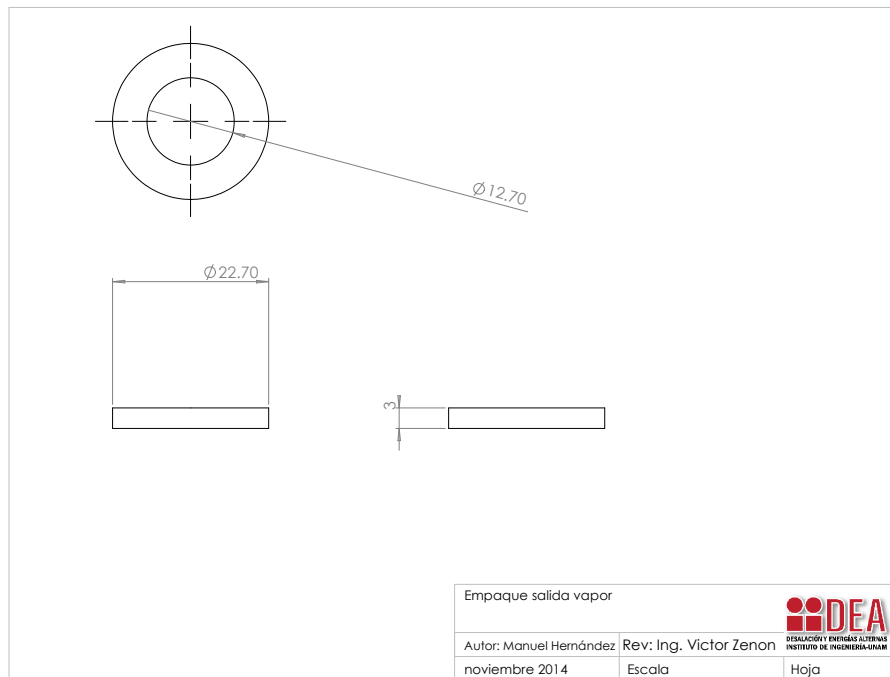


Figura A.9 Empaque a la salida del cuadro separador de flujo del lado del agua destilada.

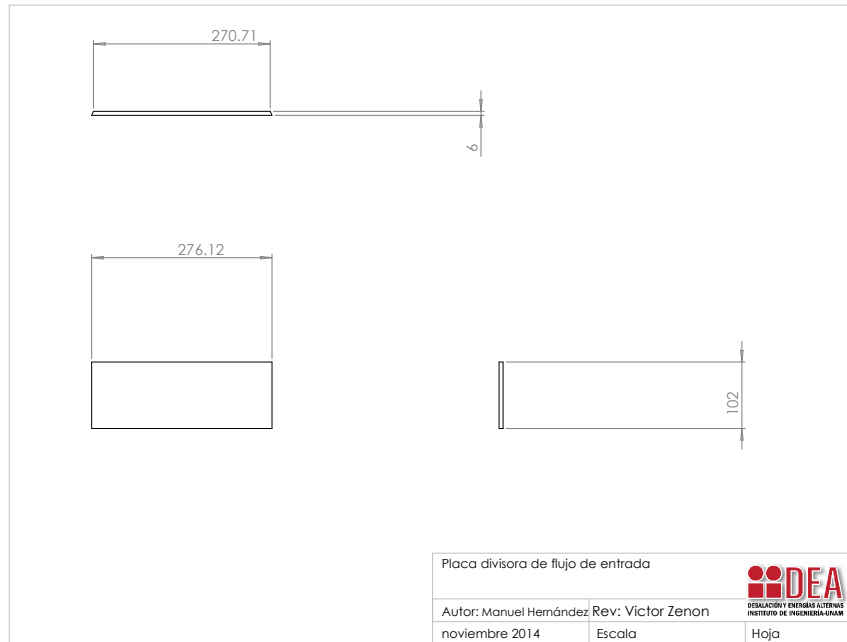


Figura A.10 Placa separadora de flujo a la entrada del intercambiador.

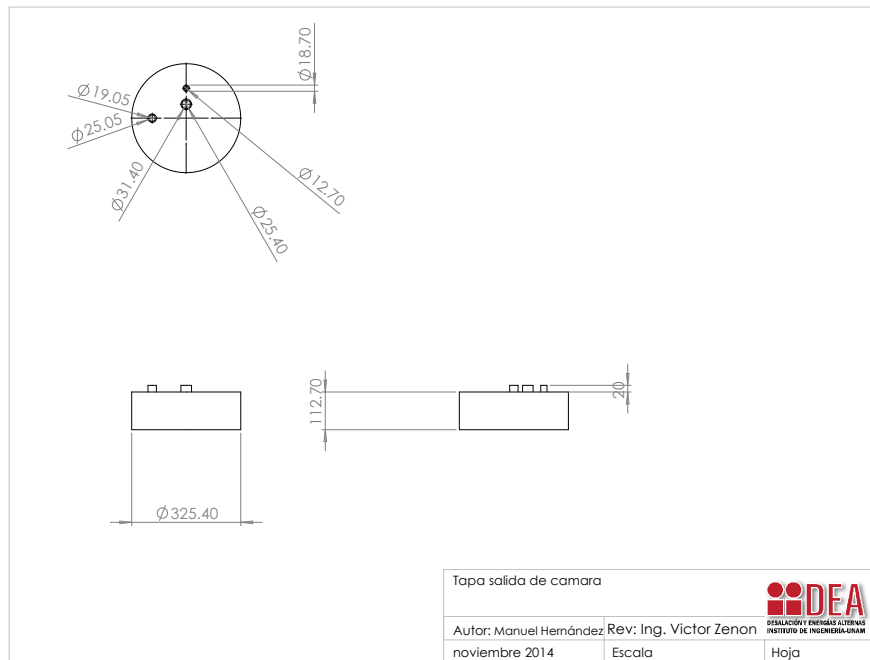


Figura A.11 Tapa salida del intercambiador de calor.

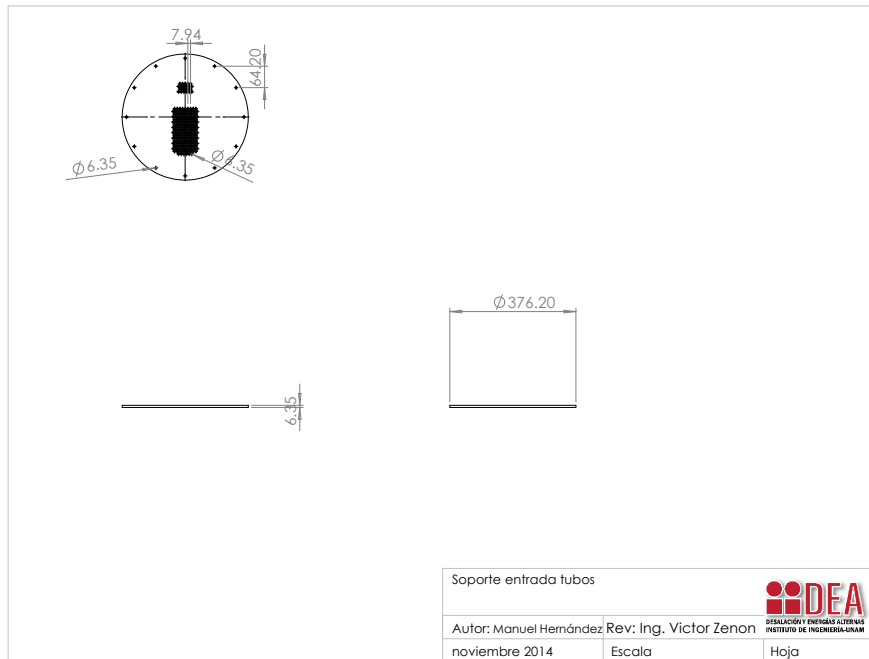


Figura A.12 Soporte de tubos a la entrada del intercambiador de calor

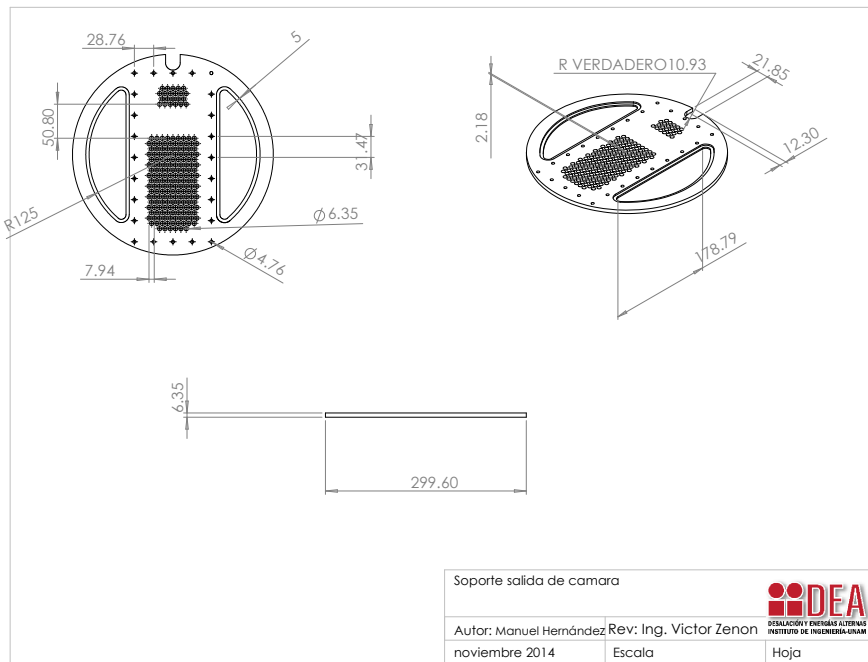


Figura A.13 Soporte de tubos a la salida del intercambiador de calor.

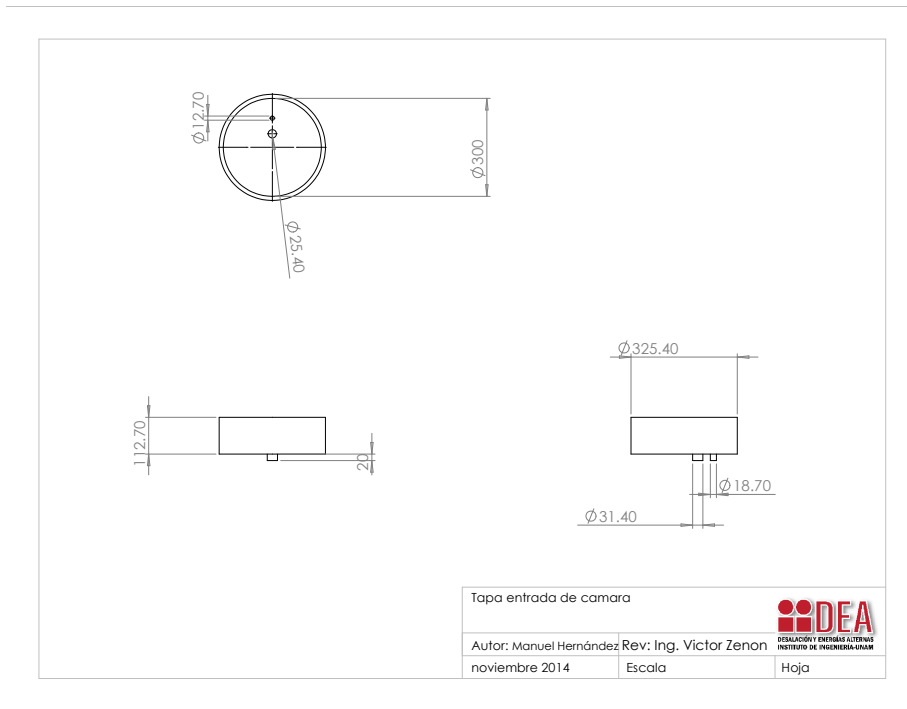


Figura A.14 Tapa a la entrada del intercambiador de calor

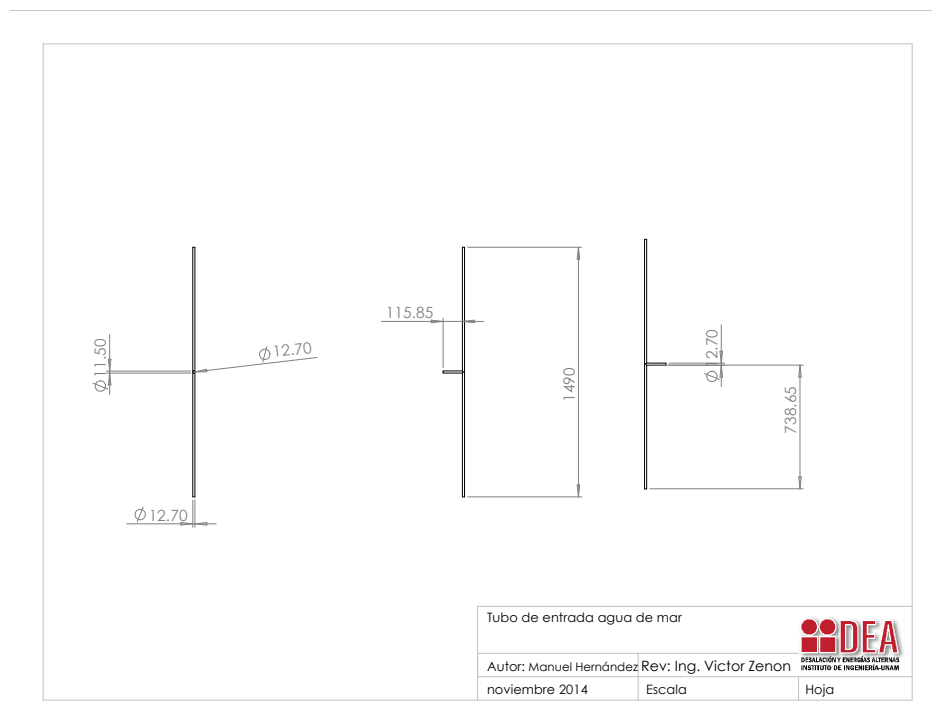


Figura A.15 Tubo de entrada de agua de mar.

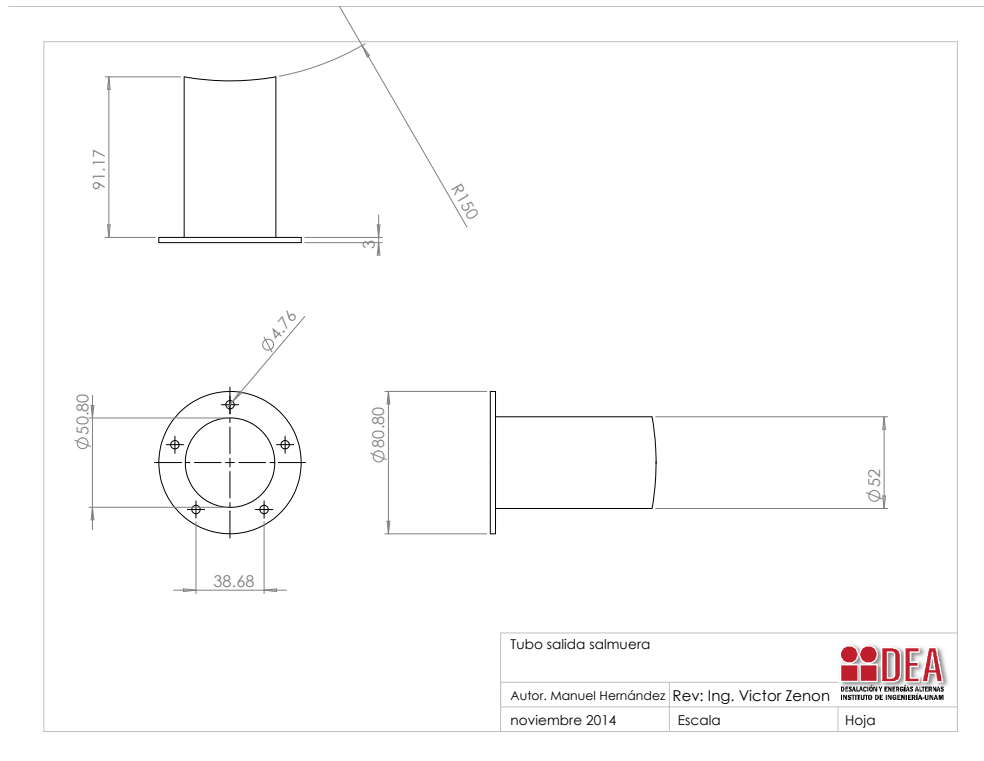


Figura A.16 Tubo salida de salmuera.

Área	1.7 m ²
Diámetro de tubos	6.35mm (¼ in)
Largo de tubos	1.5 m
Numero de tubos	22.94

Tabla A.1 Características de los tubos en el intercambiador de calor

A.3 Partes de los intercambiadores de calor

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

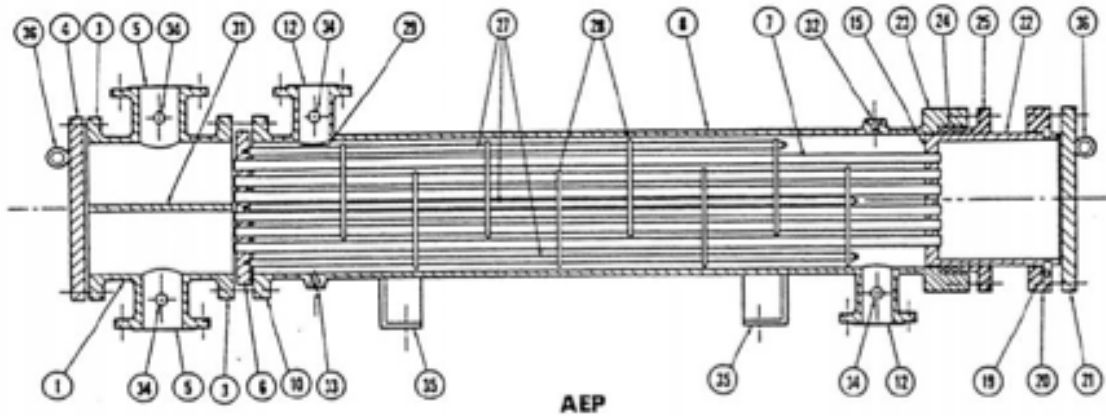


Figura A.18 Partes de un intercambiador de calor (Richard C. Byrne, 1999)

Nomenclatura

E	energía
Q	transferencia de calor
W	trabajo
m	masa
\dot{m}	flujo masico
\dot{Q}	flujo de calor
triangulo	diferencial
T	Temperatura
x	distancia
k	conductividad
A	area
h	coeficiente convectivo
ε	emisividad
R	resistencia
U	coeficiente global de transferencia de calor
F	factor de correccion
Cp	calor especifico
L	longitud
Re	Reynolds
Pr	Prandtl
Nu	Nusselt
Ja	Jacob
H	entalpia
S	entropia
Sh	Specific heat (Calor especifico)

Sub indices

c caliente

f frio

max maximo

min minimo

conv convectivo

s superficie

infinito fluido suficientemente alejado de la superficie

i interior

o exterior

D diametro

h

ent entrada

sal salida

L liquido

am agua de mar

rg recurso geotermico

fg cambio de fase

in entrada

Lista de figuras

Figura 1 Diagrama de una planta de desalación por efecto flash (Moreno, 2011)

Figura 2 Diagrama de una planta de desalación de efecto múltiple (Termosolar Renovotec 2012)

Figura 3 Diagrama de flujo de compresión mecánica de vapor. (ECOAGUA, 2009; ECOAGUA, 2009)

Figura 4 Diagrama de un sistema de desalación tipo MED-LE (Salmeron, 2012) (Industry)

Figura 5 Equipo MED-LE terminado en la primera etapa.

Figura 6 Intercambiador de calor de tubos y coraza. (Industry, 2014)

Figura 7 Intercambiador de calor de plato (Jaramillo, 2007)

Figura 8 Intercambiador de calor flujo paralelo (Jaramillo, 2007)

Figura 9 Intercambiador de calor a contra flujo (Jaramillo, 2007)

Figura 10 Intercambiador de calor de flujo cruzado (Jaramillo, 2007)

Figura 11 Intercambiadores de calor de paso simple, y de múltiple paso (Jaramillo, 2007)

Figura 12 Intercambiador regenerativos e intercambiador no regenerativo (Jaramillo, 2007)

Figura 13 Conducción de calor a través de una pared plana grande de espesor Δx y área A (Hernández, 2014)

Figura 14 Resistencia Térmica en un tubo. (Hernández 2014)

Figura 15 Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor de doble tubo y flujo paralelo (Engineer, 2014)

Figura 16 Diagrama del factor de corrección F para intercambiadores de calor de un solo paso por la coraza (Yunus A. Cengel, 2011)

Figura 17 Diagrama de Moody. (De L.F. Moody, trans, ASME, Vol. 66, 1944)

Figura 18 Numero de Nusselt y factor de fricción para flujos completamente desarrollados, térmica e hidrodinámicamente, en conductos de sección transversal circular y no circular. (Lopezva, 2011)

Figura. 19 Esquema de la distribución del agua de alimentación en un solo tubo. (Alarcon, 2012)

Figura 20 Arreglo de tubos para intercambiadores de calor de tubos y coraza (termodinámica transferencia 2012)

Figura 21 Análisis de esfuerzos de carcasa (Hernández 2014)

Figura 22 Tensión de Von Mises carcasa (Hernández 2014)

Figura 23 Desplazamiento resultante carcasa (Hernández 2014)

Figura 24 Análisis de esfuerzos a cuadro separador de flujo a la salida de la cámara (Hernández 2014).

Figura 25 Tensión de Von Mises cuadro separador de flujos a salida de la cámara (Hernández 2014)

Figura 26 Desplazamiento cuadro separador de flujos a la salida de la cámara (Hernández 2014)

Figura A.1 Render corte transversal segunda cámara desaladora modular geotérmica.

Figura A.2 Baffle

Figura A.3 Bridas

Figura A.4 Carcasa

Figura A.5 Cuadro separador de flujo a la salida del intercambiador de calor.

Figura A.6 Empaque para bridas

Figura A.7 Empaque para cuadro separado de flujo

Figura A.8 Empaque a la salida del cuadro separador de flujo del lado del recurso geotérmico

Figura A.9 Empaque a la salida del cuadro separador de flujo del lado del agua destilada

Figura A.10 Placa separadora de flujo a la entrada del intercambiador

Figura A.11 Tapa salida del intercambiador de calor.

Figura A.12 Soporte de tubos a la entrada del intercambiador de calor

Figura A.13 Soporte de tubos a la salida del intercambiador de calor

Figura A.14 Tapa a la entrada del intercambiador de calor

Figura A.15 Tubo de entrada de agua de mar.

Figura A.16 Tubo salida de salmuera.

Lista de tablas

Tabla 1 Características operativas MED, MED-LE (Alarcon, 2012)

Tabla 2 Emisividad de diferentes materiales a 300 K (Hernández, 2014)

Tabla 3 Rugosidad absoluta de materiales. (UCLM 2015)

Tabla 4 parámetros de los fluidos de entrada y salida del intercambiador de calor (Fuente: generación propia)

Tabla 5 Características de los tubos en el intercambiador de calor

Tabla 6 Espesor permitido para la carcasa (Richard C. Byrne)