



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**“Calentamiento de aceite vegetal de
desecho con energía solar térmica para
una planta de biodiésel”**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

JOSUÉ PÉREZ ZARAGOZA

DIRECTORA DE TESIS

DRA. ALEJANDRA CASTRO GONZÁLEZ





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO

PRESIDENTE: M.I. Augusto Sánchez Cifuentes

VOCAL: Dra. Alejandra Castro González

SECRETARIO: M.I. José Esteban Barrios Bonilla

1ER. SPTE.: Dr. Carlos Alberto González Rodríguez

2DO. SPTE.: Mtro. Héctor Mora García

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA:

Posgrado de la Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México

ASESORA DEL TEMA:

Dra. Alejandra Castro González _____

SUSTENTANTE:

Josué Pérez Zaragoza _____

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por darme la sabiduría, la fortaleza para poder terminar mis estudios Universitarios. A mis padres y hermanas, por su apoyo incondicional, a mis amigos y familiares que siempre creyeron en mí.

Y agradezco a mi Asesora de tesis y mis profesores por brindarme su conocimiento, es un orgullo poder haber estudiado en esta gran Universidad.

Porque Jehová da la sabiduría, y de su boca viene el conocimiento y la inteligencia.

Proverbios 2:6

ÍNDICE

Índice de figuras	I
Índice de tablas	II
Glosario	IV
Resumen	V
Introducción	VI
Objetivo general	VII
Objetivos específicos	VII
Capítulo 1 Generalidades	1
1.1 Energía solar.....	1
1.2 Transferencia de calor	3
1.2.1 Conducción	3
1.2.2 Convección.....	4
1.2.2.1 Número de Prandtl.....	5
1.2.2.2 Número de Nusselt	5
1.2.2.3 Número de Reynolds.....	5
1.2.3 Radiación.....	6
1.3 Biodiésel.....	6
1.3.1 Proceso de obtención de biodiésel	7
1.3.2 Métodos de calentamiento utilizados en el proceso.....	9
Capítulo 2 Fundamentos	10
2.1 Intercambiadores de calor	10
2.2 Intercambiador de calor de tubos y coraza.....	13
2.3 Intercambiador de calor de placas.....	13
2.4 Intercambiador de calor de serpentín	14
2.5 Colectores solares térmicos	15
2.5.1 Colectores de baja temperatura.....	15
2.5.2 Colectores de media temperatura	17
2.5.3 Colectores de alta temperatura	18

Capítulo 3 Metodología	20
3.1 Análisis de caso	20
3.2 Materiales para el calentador solar.....	21
3.2.1 Calentador solar heat-pipe.....	22
3.2.2 Funcionamiento de la tecnología heat-Pipe	22
3.3 Metodología para el intercambiador de calor.....	23
3.3.1 Chaquetas y serpentines de recipientes agitados.....	25
3.3.2 Conducción de calor en cilindros	25
3.3.3 Coeficiente de transferencia de calor total.....	26
3.3.4 Factor de incrustación.....	27
3.3.5 Diferencia de temperatura media logarítmica	28
3.3.6 Aislamiento térmico	28
3.3.7 Radio crítico de aislamiento.....	29
3.3.8 Material para el recipiente.....	30
3.4 Metodología para el diseño mecánico del recipiente del intercambiador de calor.....	34
3.5 Tipo de tapas para recipientes a presión	40
 Capítulo 4 Resultados.....	 43
4.1 Planteamiento del problema	43
4.2 Balance de materia y energía del sistema.....	44
4.3 Propuesta del abastecimiento de calor para el calentamiento de aceite vegetal.....	46
4.3.1 Diseño mecánico del recipiente a presión.....	51
4.3.2 Material para el recipiente y serpentín helicoidal.....	52
4.3.3 Margen de corrosión.....	52
4.3.4 Diseño de la tapa del recipiente del intercambiador de calor	58
4.4 Diseño del intercambiador de calor como serpentín helicoidal	61
4.4.1 Diámetros de tubería para el diseño del serpentín	61
4.4.2 Factor de convección interior	66
4.4.3 Coeficiente de calor de convección exterior	68
4.5 Propuesta de un agitador para el recipiente.....	76

4.6 Diseño de los soportes para el recipiente	81
4.7 Aislamiento del recipiente.....	85
4.8 Factor de fricción	86
4.9 Caída de presión	86
4.10 Resumen de los Resultados	87
4.11 Análisis económico.....	98
4.11.1 Costo usando gas L.P.....	99
4.11.2 Utilizando energía eléctrica para el calentamiento del ACD	101
4.12 Análisis ambiental	103
Capitulo 5 Conclusiones.....	104
Referencias:	106

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Grafica de la radiación solar global kWh/m ² en Ciudad Universitaria	2
Figura 1.2	Imagen de la radiación solar diaria promedio en México	3
Figura 1.3	Proceso de producción del biodiésel por transesterificación	8
Figura 1.4	Ecuación de la transesterificación	9
Figura 2.1	Diagrama del flujo paralelo en un intercambiador de calor de tubo doble	10
Figura 2.2	Diagrama del perfil de temperatura de flujo paralelo de un intercambiador de calor de tubo doble	11
Figura 2.3	Diagrama del perfil de temperatura de contraflujo de un intercambiador de calor de tubo doble	11
Figura 2.4	Diagrama del perfil de temperatura de contraflujo de un intercambiador de calor de tubo doble	12
Figura 2.5	Diagrama de flujo cruzado de un intercambiador de calor	12
Figura 2.6	Dibujo de un Intercambiador de calor de coraza y tubos	13
Figura 2.7	Fotografía de un intercambiador de calor de placas	14
Figura 2.8	Fotografía de un intercambiador de calor con un serpentín helicoidal	14
Figura 2.9	Dibujo de un colector solar plano	16
Figura 2.10	Dibujo de un colector solar de tubos de vacío	16
Figura 2.11	Fotografía de un colector cilíndrico-parabólico	17
Figura 2.12	Fotografía de un receptor central con heliostatos	18
Figura 2.13	Fotografía de un colector solar parabólico con motor Stirling	19
Figura 3.1	Plano de la planta, con una ubicación preliminar de equipos	20
Figura 3.2	Diagrama del funcionamiento de la tecnología heat-pipe	23
Figura 3.3	Diagrama de las etapas a seguir para el diseño de un intercambiador de calor	23
Figura 3.4	Dibujo de un cilindro aislado, expuesto a la convección de la superficie exterior	29
Figura 3.5	Clasificación de los recipientes a presión	36
Figura 3.6	Tipo de tapas para recipientes verticales	41
Figura 3.7	Diagrama de los pasos a seguir para el diseño del intercambiador de calor	42
Figura 4.1	Fotografía de la ubicación del tinaco, con el colector solar	47
Figura 4.2	Fotografía del tanque interno para el colector solar heat-pipe	49
Figura 4.3	Fotografía del colector heat-pipe de 300L	50
Figura 4.4	Fotografía del sistema auxiliar, cuando el colector solar no recibe radiación solar, una resistencia eléctrica	51
Figura 4.5	Grafica para determinar el diámetro del recipiente	55
Figura 4.6	Dibujo del diámetro del recipiente a presión con su espesor	57
Figura 4.7	Dibujo de la tapa toriesferica del recipiente que se diseñara	59
Figura 4.8	Dibujo de la tapa toriesferica con sus dimensiones	60
Figura 4.9	Modelo en 3D de la tapa toriesferica	60
Figura 4.10	Dibujo de los parámetros necesarios para la realización del	62

	diseño del serpentín helicoidal	
Figura 4.11	Sujeción del serpentín dentro del recipiente a presión	72
Figura 4.12	Modelo en 3D del serpentín helicoidal	73
Figura 4.13	Dibujo del serpentín helicoidal con sus dimensiones	73
Figura 4.14	Dibujo del diámetro del hélice del serpentín helicoidal	74
Figura 4.15	Modelo en 3D del serpentín helicoidal dentro del recipiente	75
Figura 4.16	Modelo en 3D del intercambiador de calor	76
Figura 4.17	Dibujo del agitador dentro del recipiente	77
Figura 4.18	Dibujo de las diferentes configuraciones de impulsores, con los valores de N_p en condiciones turbulentas	80
Figura 4.19	Diagrama del número de potencia para impulsores tipo turbina	80
Figura 4.20	Dibujo del recipiente con sus soportes	83
Figura 4.21	Dibujo de la reacción que existe para cada uno de los soportes	83
Figura 4.22	Dibujo del perfil de ángulo, para el soporte del recipiente	84
Figura 4.23	Dibujo del diámetro con el que se diseño el recipiente	88
Figura 4.24	Dibujo de la tapa toriesferica del recipiente (intercambiador de calor)	89
Figura 4.25	Dibujo del diseño del serpentín con los valores calculados	92
Figura 4.26	Diseño del modelo del intercambiador de calor	93
Figura 4.27	Ubicación de los soportes para el intercambiador de calor	93
Figura 4.28	Diseño final del intercambiador de calor en milímetros	95
Figura 4.29	Diagrama del balance de materia y energía para el calentamiento del aceite vegetal de desecho con el diseño del intercambiador de calor	97
Figura 4.30	Dagrama de flujo de proceso de la planta de biodiésel	98

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Comparación de las propiedades del diésel y biodiésel	7
Tabla 3.1	Valores de constantes para utilizarse en chaquetas y serpentines	25
Tabla 3.2	Clasificación de los aceros inoxidables	31
Tabla 3.3	Aplicaciones más comunes de los aceros inoxidables serie 300	33
Tabla 3.4	Tabla de eficiencia de las soldaduras en un recipiente a presión	39
Tabla 4.1	Propiedades de los fluidos que interactuarán en el intercambiador de calor	44
Tabla 4.2	Dimensiones del calentador solar de 300 litros	48
Tabla 4.3	Especificaciones del colector solar heat-pipe	48
Tabla 4.4	Especificaciones de los tubos del colector solar	49
Tabla 4.5	Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304	52
Tabla 4.6	Valores en sistema inglés y sistema internacional de las condiciones del diseño	53

Tabla 4.7	Resultados de las medidas de los diferentes valores que podrían utilizarse para calentar el aceite reciclado, con respecto a su volumen	56
Tabla 4.8	Valores de operación y diseño del recipiente del aceite vegetal	57
Tabla 4.9	Diámetros de tubería de acero inoxidable que existe en el mercado	62
Tabla 4.10	Valores obtenidos para el diseño del serpentín helicoidal, para los diferentes diámetros que podrían utilizarse	64
Tabla 4.11	Valores del Número de Reynolds, velocidad y flujo dentro de la tubería del serpentín helicoidal para los diferentes diámetros	66
Tabla 4.12	Propiedades térmicas del material y de los fluidos que interactuarán en el intercambiador de calor	66
Tabla 4.13	Valores del coeficiente de convección interior dentro del serpentín helicoidal	68
Tabla 4.14	Valores del coeficiente de convección exterior, fuera del serpentín helicoidal	70
Tabla 4.15	Valores del coeficiente de convección exterior, fuera del serpentín helicoidal	72
Tabla 4.16	Valores de la caída de presión en los diferentes diámetros, para el diseño del serpentín helicoidal	87
Tabla 4.17	Condiciones de Operación que se utilizarán para el diseño del recipiente donde se estará llevando la transferencia de calor	88
Tabla 4.18	Valores que se tomaron para el diseño de la coraza	88
Tabla 4.19	Valores de la tapa toriesferica para el recipiente (intercambiador de calor)	89
Tabla 4.20	Diámetro de la tubería de acero inoxidable que propuso para el diseño del serpentín helicoidal	90
Tabla 4.21	Propiedades del material de la tubería y los fluidos que interactuarán con el serpentín helicoidal	90
Tabla 4.22	Valores obtenidos para el diseño del serpentín helicoidal	90
Tabla 4.23	Valores del comportamiento del fluido dentro de la tubería seleccionada para el diseño del serpentín helicoidal	91
Tabla 4.24	Valores utilizados para la obtención del coeficiente de convección interior en el serpentín helicoidal	91
Tabla 4.25	Valores calculados para la obtención del coeficiente de convección exterior en el serpentín helicoidal	91
Tabla 4.26	Valores calculados para el número de vueltas y la altura del serpentín helicoidal	91
Tabla 4.27	Valores de los resultados obtenidos para el diseño del intercambiador de calor con serpentín helicoidal	94
Tabla 4.28	Costo mensual y anual utilizando gas L.P. y energía eléctrica para el calentamiento de aceite vegetal reciclado	102
Tabla 4.29	Comparación de las emisiones kgCO_2 generadas por el uso de la energía eléctrica y el uso del gas l.p.	104

GLOSARIO

ACD	Aceite comestible de desecho
CPC	Colectores parabólicos concéntricos
GEI	Gases de efecto invernadero
IPCC	Panel Intergubernamental de Cambio Climático
USCUSS	Uso del suelo, cambio del uso del suelo y silvicultura

Resumen

En este diseño se propuso el uso de la energía solar térmica, para el calentamiento del ACD para la producción de biodiésel, donde se propusieron dos colectores solares pirotubulares para la captación de la energía solar térmica y se diseñó un intercambiador de calor para que se lleve ahí la transferencia de calor del agua caliente y el aceite comestible de desecho.

El intercambiador de calor se diseñó para calentar 500 litros de aceite comestible de desecho, se diseñó con esta capacidad para que en caso de que no se tengan los 2,000 litros de aceite vegetal, se vayan calentando por lotes de 500 litros. Las dimensiones para el cuerpo del intercambiador de calor fueron 800 milímetros de diámetro interno, 4mm de espesor, 1203 milímetros de largo, la tapa del intercambiador de calor fue una tapa toriesférica con una altura de 167 milímetros.

Dentro del cuerpo del intercambiador se diseñó un serpentín helicoidal con un diámetro nominal de $\frac{3}{4}$ " , el diámetro de hélice del serpentín fue de 700 milímetros y tiene una longitud de 1103 milímetros. El material que se consideró para el diseño del intercambiador de calor fue de acero inoxidable 304 debido a que es un material que tiene una mayor vida a la corrosión.

Con este diseño se plantea disminuir las emisiones de CO₂ con el uso de una energía limpia, que es el uso de la energía solar térmica. Lo que se observó fue que para calentar 2,000 litros de ACD con energía eléctrica, anualmente se pagarían \$50,551 pesos y se estarían generando 15,074 kgCO₂/kW y con el uso del gas l.p. se estarían pagando anualmente \$19,716 pesos y se estarían generando 4,390 kgCO₂/kg. Por lo que se concluyó fue que el uso de colectores solares disminuirá las emisiones de GEI y disminuirá los costos a una planta de biodiésel.

Introducción

Las fuentes energéticas obtenidas del petróleo, gas natural y carbón están por agotarse, y aunque la estimación de reservas de petróleo es alentadora, es necesario buscar nuevas alternativas de energía, y que mejor utilizando energía solar, ya que es gratis, ecológica y una fuente de energía que puede ser mucho más rentable y favorable al medio ambiente. La humanidad desde hace siglos ha hecho uso de la energía solar, sin embargo, a partir de la década de 1970 se ha incrementado la investigación y el desarrollo de ella, se ha buscado en los últimos años la mejor manera de captar la mayor cantidad de energía solar. Las formas para la recolección de energía solar, han sido la conversión foto térmica y la fotovoltaica, la foto térmica es la obtención de calor por medio de colectores solares que pueden captar la radiación solar y pueden transferirla por medio de convección o conducción a un fluido, y así poder calentar diferentes fluidos sin la necesidad de utilizar combustibles provenientes del petróleo. La energía foto térmica se obtiene por medio de paneles solares las cuales con la radiación obtenida se convierte en energía eléctrica.

En la actualidad gran parte del combustible que se utiliza para medios de transporte o de carga, viene siendo el diésel en su mayoría. Como se sabe, la producción de diésel es un derivado del petróleo y por lo tanto cuando se lleva a cabo la combustión al ser utilizado como un hidrocarburo, se generan reacciones químicas que dan lugar a dióxido de carbono (CO_2) entre otros gases. Esta reacción es muy perjudicial al medio ambiente y en especial al crecimiento del efecto invernadero. Para la disminución de CO_2 se han estudiado nuevas fuentes de energía y una de ellas es el biodiésel.

Para la producción de biodiésel, se necesita realizar un proceso que se llama transesterificación, que consiste en calentar el aceite (en este caso, aceite vegetal reciclado), a una temperatura de $50\text{-}60^\circ\text{C}$, manteniendo la temperatura constante, posteriormente se le agrega un catalizador para que después de un cierto tiempo se deje reposar y se pueda obtener el biodiésel.

Parte de la transesterificación es el calentamiento del aceite, que en su mayoría es utilizada la energía eléctrica o gas L.P. y por lo tanto estas fuentes de energía siguen generando una parte importante de CO_2 , y es lo que se pretende evitar, ya que la generación de un 1kWh , se genera 1 kg de CO_2 (Rodríguez, 2007) y se generan 3kg de CO_2 por 1 kg de gas L.P.

La propuesta para evitar la generación de CO_2 aún en el proceso de biodiésel, es la utilización de Energía solar térmica, principalmente porque es una energía renovable, sin costo y sobre todo es amigable con el medio ambiente. La forma de

captar la energía solar será mediante con colectores solares para el calentamiento de agua, alcanzando temperaturas mayores a los 80°C y con apoyo de un intercambiador de calor (serpentín) colocado dentro del contenedor de aceite vegetal de residuo, se transferirá el calor del agua al aceite.

Objetivo general

Diseñar un sistema de calentamiento de aceite vegetal con energía solar térmica para una planta de biodiésel utilizando un intercambiador de calor con serpentín helicoidal.

Capítulo 1 Generalidades

1.1 Energía solar

La energía solar es la energía producida por el sol y que es convertida a energía útil por el ser humano, ya sea para calentar algo o producir electricidad. En el universo existen millones de estrellas, y se encuentran a millones de kilómetros del planeta, la estrella más cercana al planeta Tierra es el Sol que se encuentra a 149,450,000 km de distancia y con un diámetro de 1,391,000 km (Tonda, 1993). Se estima que la temperatura del sol es de 15,000,000°C en el núcleo y 5,000°C en su superficie (Méndez y Cuervo, 2008). En el interior del sol se llevan a cabo reacciones de fusión nuclear, en estas reacciones se unen los núcleos de átomos ligeros, como el hidrógeno y el helio, para formar átomos más pesados y en el proceso se liberan grandes cantidades de energía, por lo tanto la energía que envía el Sol es de origen nuclear (Tonda, 1993).

La radiación solar es el proceso a través del cual la energía es transferida de un punto a otro en ausencia de un medio (SIMAT, 2011). Es decir, es la cantidad de energía procedente del sol que se recibe en una superficie y en un tiempo determinado (Romero, 2009). Los rayos solares se propagan a través del espacio en forma de ondas electromagnéticas de energía, este fenómeno físico es conocido como radiación solar, nuestro planeta recibe de esta radiación solar 1,368 W/m², a este valor se le conoce como constante solar, sin embargo no toda la radiación que llega a la Tierra se queda en el planeta, una tercera parte de la energía solar recibida vuelve al espacio exterior, mientras que las dos terceras partes restantes penetran hasta la superficie terrestre (IDAE, 2006), cabe mencionar que la radiación solar que llega a la Tierra es 10,000 veces mayor a la demanda mundial de energía (CONUEE, 2014).

a) Radiación directa

La radiación directa es aquella que se recibe del sol sin haber sufrido ningún cambio de dirección por reflexión o difusión (Romero, 2009). La radiación directa normal generalmente se mide con un pirheliómetro, el cual contiene un sensor termoeléctrico ubicado en el fondo de un tubo relativamente largo (para evitar la incidencia de la radiación difusa) que se mueve mecánicamente para orientarse siempre hacia el sol. En la cual se mide en una superficie siempre orientada al sol de manera que los rayos del sol resulten siempre perpendiculares a dicha superficie.

b) Radiación difusa

La radiación difusa es la que sufre cambios de dirección al atravesar la atmósfera (Romero, 2009), de modo que llega a la superficie desde diferentes puntos de la bóveda celeste (CIE, 2005). Para la medición de esta radiación se utiliza un piranómetro que incluye una banda de sombreado, la cual evita que el sensor

termoeléctrico reciba radiación directa, para su medición se colocan en edificios altos.

c) Radiación global

Del total de la radiación que proviene del Sol una parte se recibe directamente, otra proviene de la difusión y de las múltiples reflexiones que sufre la radiación a su paso por la atmósfera, por lo tanto la radiación global es la suma de radiación directa y difusa (CIE, 2005).

d) Radiación solar en México

México cuenta con una ubicación geográfica privilegiada, ya que se encuentra en el cinturón Solar de la Tierra, en lo cual la radiación Solar promedio en México es de 5 kWh/m^2 , por lo que se ubica entre los cinco países con mayor potencial para explotar esta fuente de energía sustentable, los cinco países con mayor radiación solar en el mundo son: China, Singapur, México, Australia e India. (ANES, 2013). En la Figura 1.1 se puede visualizar la irradiación promedio mensual en Ciudad Universitaria.

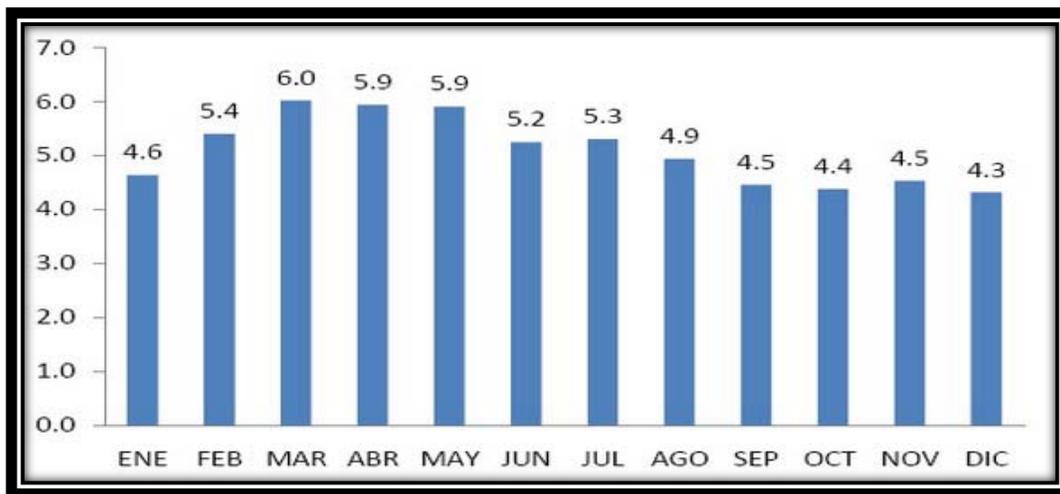


Figura 1.1 Grafica de la radiación solar global kWh/m^2 en Ciudad Universitaria (ORS, 2005)

En el norte del país específicamente en los estados de Sonora, Durango, Chihuahua, Baja California y Baja California Sur, la incidencia de la radiación solar se estima en el orden de 6 kWh/m^2 , que es 50% arriba de la media de varios de los países europeos que tienen un importante desarrollo en la energía solar

La velocidad de la conducción de calor a través de un medio depende de la geometría de éste, su espesor y el material del que este hecho, así como de la diferencia de temperatura a través de él (Çengel, 2007). La conducción de calor (\dot{Q}_{cond}) se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{cond} = -k_t A \frac{dT}{dx} \quad (W) \quad (1.2)$$

Donde la constante de proporcionalidad k_t es la conductividad térmica del material, la cual es una medida de la capacidad del material para conducir calor, la ecuación diferencial (1.2) se conoce como ley de Fourier de conducción de calor, e indica que la tasa de conducción de calor en una dirección es proporcional al gradiente de temperatura en esa misma dirección.

1.2.2 Convección

Es la transferencia de calor que se genera por el movimiento de un fluido con una superficie, tiene que ver con los efectos combinados de conducción y movimiento del fluido, mientras más rápido es el movimiento del fluido, mayor es la transferencia de calor por convección (Incropera y De Witt, 1999; Çengel, 2007).

Hay dos tipos de convección, la convección forzada se genera si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. Y se le llama convección natural o libre al movimiento del fluido que 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 (Holman, 1999).

La transferencia de calor por convección se expresa con la ley de enfriamiento de Newton de la siguiente manera (Çengel, 2007).

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (W) \quad (1.3)$$

Donde:

- h - es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en $(W/m^2 \cdot ^\circ C)$
- A_s -es el área superficial a través de la cual tiene lugar a la transferencia de calor por convección
- T_s - es la temperatura de la superficie
- T_∞ -es la temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie.

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 la

geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de este y la velocidad masiva del mismo (Çengel, 2007).

1.2.2.1 Número de Prandtl

El número de Prandtl es una función que depende sólo de las propiedades del fluido en el cual es la relación de la viscosidad cinemática con respecto a la difusividad térmica del fluido (Kreith y col., 2012).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (1.4)$$

El número de Prandtl es muy importante en la transferencia de calor, debido a que relaciona la distribución de temperatura con la distribución de velocidad, por lo tanto tiene que ver con la teoría de capa límite, la cual está teoría permite entender como una pequeña viscosidad y una pequeña región viscosa afectan características globales del flujo (García y col., 2004).

1.2.2.2 Número de Nusselt

El número de Nusselt es también de suma importancia para la transferencia de calor debido a que este número adimensional relaciona la transferencia de calor de convección y la de conducción como se puede observar en la siguiente ecuación (Çengel, 2007).

$$Nu = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/L} = \frac{hL}{K} \quad (1.5)$$

Por lo tanto el número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción.

1.2.2.3 Número de Reynolds

El número de Reynolds es la relación de las fuerzas de inercia sobre un elemento del fluido a las fuerzas viscosas en el fluido (Mott, 2006). Y gracias a este número adimensional se puede determinar si el fluido tiene un comportamiento laminar o turbulento.

$$Re = \frac{VL}{\nu} = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (1.6)$$

Dónde:

- V -es la velocidad
- L- la longitud de la superficie

- $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ la viscosidad cinemática

Cuando existen números de Reynolds grandes, es debido a una velocidad elevada o una viscosidad baja y esto tiende a ser un flujo turbulento, cuando existen números de Reynolds bajos se da por que la velocidad es baja o su viscosidad es muy alta y eso tiende a tener un flujo laminar.

1.2.3 Radiación

En comparación de los mecanismos de conducción y convección, en donde está involucrada la transferencia de energía a través de un medio material, el calor también se puede transferir a regiones donde existe el vacío perfecto. La radiación electromagnética que es propagada como resultado de una diferencia de temperaturas se le llama radiación térmica (Holman, 1999). En la siguiente ecuación se puede observar cómo se obtiene la rapidez de transferencia de calor por medio de la radiación.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (W) \quad (1.7)$$

Donde:

- $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ (W/m}^2\text{*K}^4\text{)}$ es la constante de Stefan-Boltzman
- ε es la emisividad de la superficie.

La emisividad es un valor de que tan próxima esta una superficie de ser un cuerpo negro y está en el intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Un cuerpo negro absorbe toda la radiación incidente sobre él $\varepsilon = 1$ (Incropera y De Witt, 1999; Çengel, 2007).

1.3 Biodiésel

El biodiésel es un combustible renovable que se puede obtener a partir de aceites vegetales, grasas animales o aceites reciclados. Existen dos normas internacionales vigentes para la producción de biodiésel, la ASTM D6751 y la EN 14214. La Norma ASTM D6751 (Asociación Americana de pruebas y materiales) define al biodiésel como un éster monoalquílico de ácidos grasos de cadena larga derivados de una materia prima de lípidos renovables como los aceites vegetales o las grasas animales, que se emplean en motores de ignición o compresión (ASTM, 2001). El cual es un combustible alternativo de combustión limpia, sus propiedades del biodiésel son muy similares del diésel convencional como se puede observar en la Tabla 1.1, por lo tanto puede ser utilizado como, sustituto en los vehículos con motores de ciclo diésel. Gracias a su similitud del combustible pueden ser mezclados ambos combustibles en los motores de ciclo diésel. Una ventaja de esta mezcla, el biodiésel por su composición química sirve como

solvente, disuelve sedimentos que se llegan a formar en los tanques (Ramírez, 2013).

Las mezclas más comunes son las B2 que contiene un 2% de biodiésel y el 98% de diésel, la B5 contiene 5% de biodiésel y 95% de diésel, la B20 contiene 20% de biodiésel y 80 % de diésel, también se puede usar 100% del biodiésel pero en estos casos es necesario hacer modificaciones al motor, con respecto a piezas que son principalmente hechas de caucho, ya que el desgaste de estas es muy rápido (CONAE, 2007).

Tabla 1.1 Comparación de las propiedades del diésel y biodiésel (Uribe, 2010)

Propiedades	Biodiésel	Diésel
Metil éster	95.5-98%	-
Carbono (%peso)	77	86.5
Azufre (%)	0.0024	0.05 máx.
Agua (ppm)	0.005% máx.	161
Oxígeno (%peso)	11	0
Hidrogeno (%peso)	12	13
Número de cetano	48-55	48-55
Poder calorífico (kJ/kg·°C)	37,700	41,860
Viscosidad cinemática (40°C)	1.9-6	1.3-4.1
Punto de inflamación (°C)	100-170	60-80
Punto de ebullición (°C)	182-338	188-343
Gravedad específica (kg/L) (60°C)	0.88	0.85
Relación aire/combustible	13.8	15

Pero en aspectos del motor el biodiésel no altera la potencia, ni el torque, ni la ignición de los automóviles, mejora la vida de los motores debido a que tiene una mayor lubricación (Larosa, 2003). Además el biodiésel tiene un impacto ecológico muy importante, ya que al utilizar 1 tonelada de biodiésel se evitan 2.5 toneladas de dióxido de carbono (CONAE, 2007). Además de ser un combustible biodegradable y seguro de transportar.

1.3.1 Proceso de obtención de biodiésel

Para la producción de biodiésel es necesario saber el nivel de ácidos grasos libres para saber qué proceso se realizará, si estos ácidos grasos son inferiores al 5% se les aplica un proceso cuyo paso principal se llama transesterificación, si son mayores al 5% además del proceso de la transesterificación, requieren de un proceso previo que se llama esterificación para bajar los ácidos grasos libres a

menos de 5%, por lo regular los aceites que provienen de plantas tienen menos de 5% de ácidos grasos libres, mientras que los aceites de cocina o las grasas animales tienen más de 5% (SAGARPA, 2011).

En la Figura 1.3 se representa el proceso de una manera esquemática de la producción de biodiésel, el pre-tratamiento que menciona la Figura 1.3 consiste en refinar parcialmente el aceite reciclado o las grasas animales, eliminando impurezas que pudiera contener el aceite como residuos sólidos y en este pre-tratamiento está la esterificación.

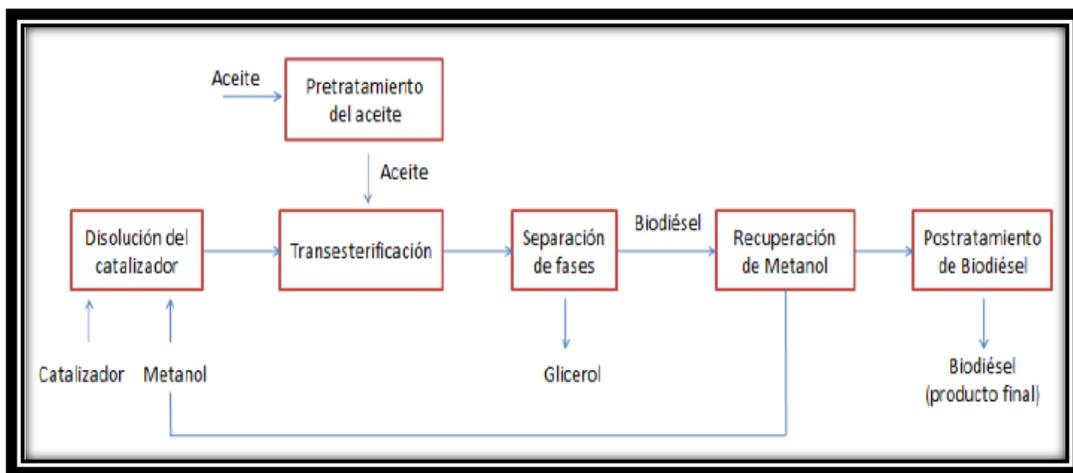


Figura 1.3 Proceso de producción del biodiésel por transesterificación alcalina (Barriga, 2011)

La esterificación es un proceso que se aplica solamente a las grasas animales o aceites reciclados debido a que contienen un alto grado de ácidos grasos libres, como se había mencionado anteriormente, este proceso consta en dejar al aceite con una concentración menor al 1% de ácidos grasos libres, y esto se obtiene al agregarle al aceite caliente un catalizador ácido (como el ácido sulfúrico) y metanol, como se puede observar en la siguiente ecuación (SAGARPA, 2011).



Lo que esto provoca, que los ácidos grasos se separen y se tenga una menor concentración, y por lo tanto se le pueda realizar la transesterificación.

La transesterificación es un proceso que necesita la presencia de un alcohol (metanol o etanol), un catalizador que puede ser ácido, alcalino o enzimático, y en

este proceso se necesitan además de ciertas condiciones de reacción como son: tiempo, temperatura y agitación (Castro y col., 2007).

El catalizador alcalino que es usado para la transesterificación es (hidróxido de sodio – NaOH o hidróxido de potasio – KOH también conocido como sosa cáustica). En la Figura 1.4 se puede observar la ecuación de la transesterificación.

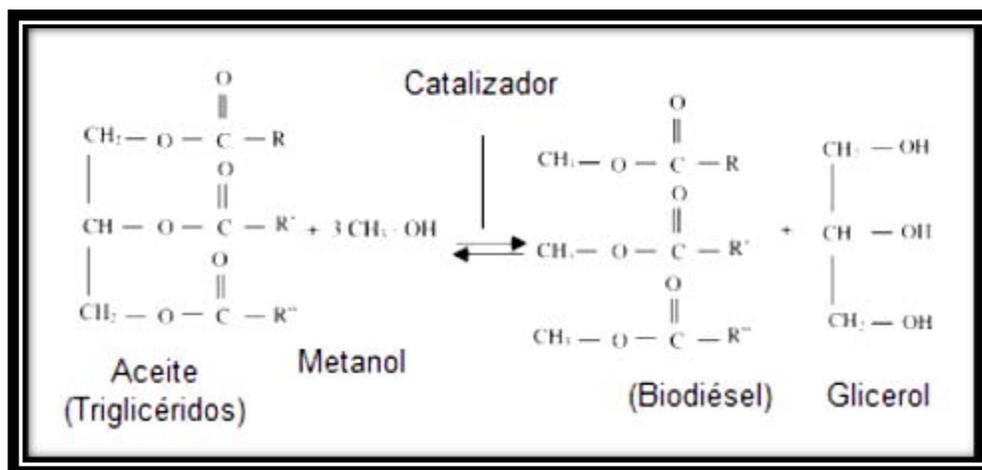


Figura 1.4 Ecuación de la transesterificación (Zhang y col., 2003)

Este proceso consiste en mezclar en un reactor el aceite, el metanol y el catalizador a una temperatura de 50-60°C en un tiempo de 1 hora y con agitación constante. Al terminar este proceso, prosigue la separación de glicerina y biodiésel, para su separación es necesario de un tanque decantador donde ambas fases se puedan separar por gravedad, o de una centrifuga para separarlas rápidamente. Asimismo, se puede añadir agua después de la transesterificación para mejorar la separación del glicerol (Castro y col., 2007).

1.3.2 Métodos de calentamiento utilizados en el proceso

Los métodos de calentamiento más utilizados son principalmente dos, con resistencias eléctricas de inmersión y con gas L.P. La potencia de las resistencias varían, las que manejan algunos proveedores son de 1.5 kW a 6 kW para una producción de 200 litros de biodiésel por lote aproximadamente.

Otro método para el calentamiento del aceite para la elaboración de biodiésel son las microondas, es radiación electromagnética no ionizante, que no causa cambios en la estructura molecular pero producen movimiento molecular, por migración de iones y rotación de dipolos, que generan fricción por las colisiones moleculares lo que hace que el material se caliente (Mazo y col., 2007).

Capítulo 2 Fundamentos

2.1 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos que son utilizados para el intercambio o transferencia de calor de un medio a otro entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas, estos pueden ser líquidos o gases, pero nunca existe una mezcla entre ellos (Jaramillo, 2007). La transferencia de calor que se realiza en estos dispositivos es gracias a su convección de los fluidos y a su conducción de las paredes que los separa (Çengel, 2007; Kreith y col., 2012). Existen diferentes tipos, configuraciones y tamaños de intercambiadores de calor, que principalmente son diseñados conforme a sus necesidades que son requeridas, a continuación se mencionaran algunos tipos de intercambiadores de calor que son en función del flujo.

a) Intercambiador de calor de tubo doble

Este tipo de intercambiador de calor está compuesto por dos tubos concéntricos, en los cuales los tubos tienen diferentes diámetros, en el tubo de diámetro menor pasa alguno de los fluidos y en el espacio anular entre los dos tubos pasa el otro fluido (Jaramillo, 2007).

b) Flujo paralelo

Este tipo de flujo es una de las dos formas que puede haber en los intercambiadores de calor de tubo doble (Çengel, 2007). En el cual los dos fluidos tienen la misma dirección como se puede ver en la Figura 2.1, los fluidos nunca se mezclan, siempre están separados por las paredes de los tubos y además los dos fluidos entran en el mismo extremo.

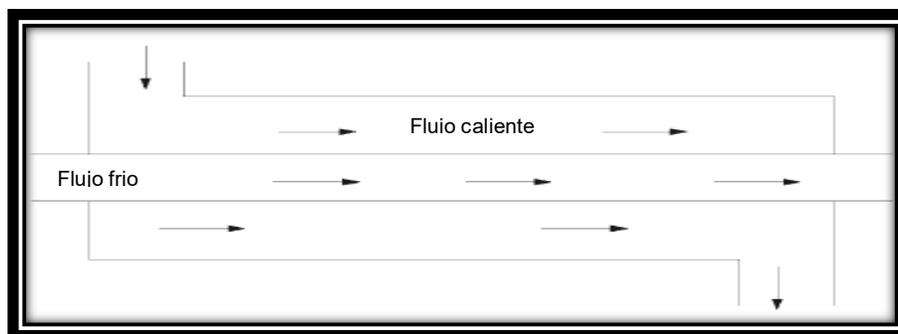


Figura 2.1 Diagrama del flujo paralelo en un intercambiador de calor de tubo doble (Jaramillo, 2007)

En la Figura 2.2 se puede ver el perfil de temperatura del flujo paralelo. Se observa que al entrar al intercambiador de calor habrá una diferencia de temperatura entre los fluidos que será mayor que al de la salida del intercambiador. Esta diferencia de temperatura disminuye conforme los fluidos pasan por el intercambiador. Donde T_H es la temperatura del fluido caliente y T_C la temperatura del fluido frío.

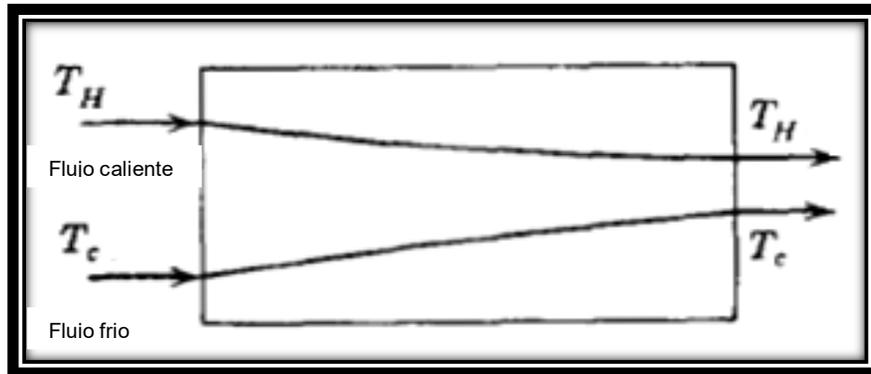


Figura 2.2 Diagrama del perfil de temperatura de flujo paralelo de un intercambiador de calor de tubo doble (Welty y col., 1994)

c) Contraflujo

Este intercambiador de calor es igual al del flujo paralelo con dos tubos concéntricos, cambia la dirección del flujo comparado al del flujo paralelo y los flujos entran en los extremos opuestos (Çengel, 2007). Como se observa en la Figura 2.3 los flujos nunca se mezclan.

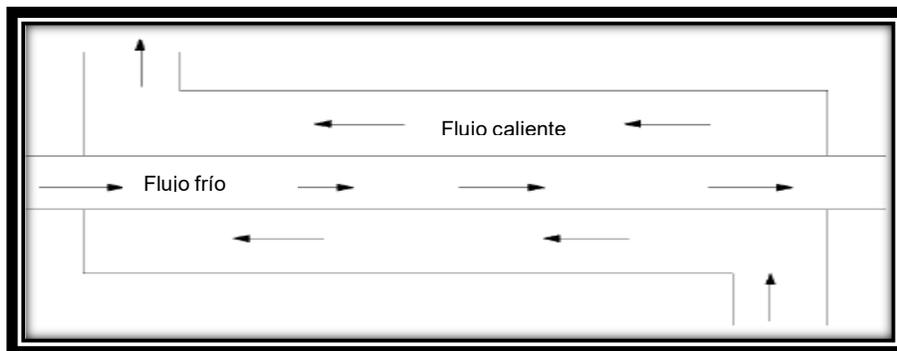


Figura 2.3 Diagrama de Contraflujo de un intercambiador de calor de tubo doble (Jaramillo, 2007)

En la Figura 2.4 se puede ver el perfil de temperatura de contraflujo, la diferencia de temperatura a su entrada y al de salida pareciera ser la misma, pero la temperatura de salida no alcanzará la temperatura de entrada (Jaramillo, 2007). Donde T_H y T hacia fuera vienen siendo la temperatura del fluido caliente, T_C y T hacia dentro es la temperatura del fluido frío.

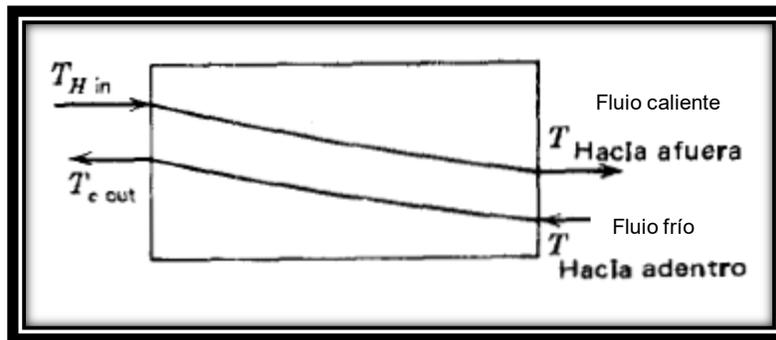


Figura 2.4 Diagrama del perfil de temperatura de contraflujo de un intercambiador de calor de tubo doble (Welty y col., 1994)

d) Flujo cruzado

Estos tipos de intercambiadores de calor pueden utilizar fluidos que pueden ser líquido o gas, están compuestos por tubos que son perpendiculares al flujo cruzado como se ve en la Figura 2.5 de manera que el flujo caliente y el flujo frío se cruzan. El flujo cruzado se clasifica en mezclado, debido a que fluye libremente en dirección perpendicular al otro sin restricciones (UPC, 2012).

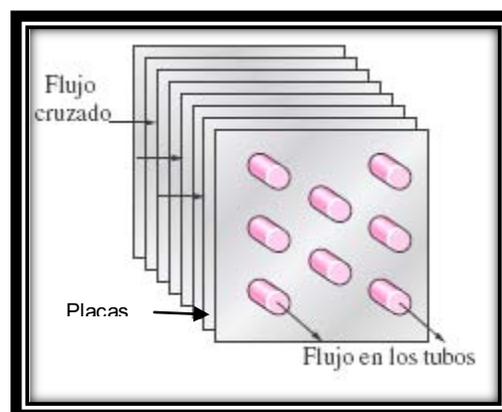


Figura 2.5 Diagrama de flujo cruzado de un intercambiador de calor (Çengel, 2007)

2.2 Intercambiador de calor de tubos y coraza

Este tipo de intercambiador de calor suele ser el más utilizado en la industria, está compuesto por una coraza y por una gran cantidad de tubos paralelos entre ellos. En los extremos de estos tubos suelen tener una forma de U, ya que este tipo de intercambiadores suele clasificarse por el número de veces que pasa el fluido por la coraza y por el número de veces que pasa por los tubos (UPC, 2012).

La transferencia de calor se da gracias a que uno de los fluidos fluye dentro de los tubos y el otro fluido fluye fuera de ellos. Además de que en este tipo de intercambiadores de calor se colocan desviadores en la coraza para hacer que el fluido se mueva en forma transversal a los tubos, para que pueda existir una mejor transferencia de calor (Çengel, 2007; Carrizales, 2011). En la Figura 2.6 se puede observar el intercambiador de calor de coraza y tubos.

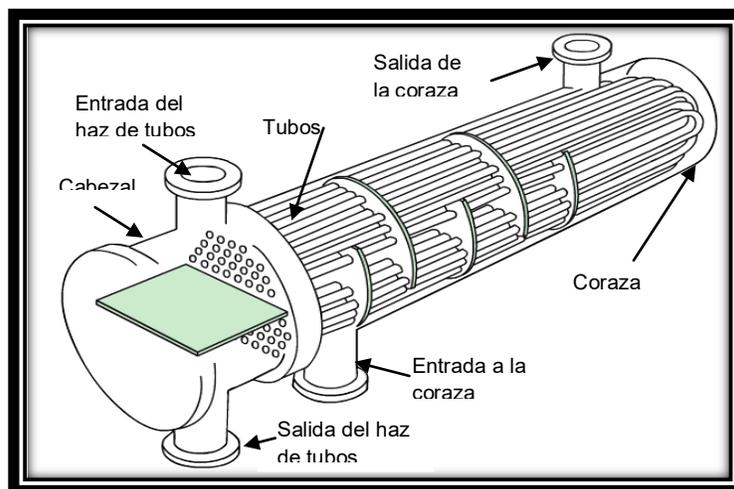


Figura 2.6 Dibujo de un Intercambiador de calor de coraza y tubos (UPC, 2012)

2.3 Intercambiador de calor de placas

Este tipo de intercambiadores de calor están compuestos por un armazón y placas paralelas, que son láminas delgadas lo que hace que sea mayor su área de transferencia. Las placas están preformadas de acuerdo a un diseño de corrugación que facilita el intercambio térmico entre los fluidos caliente y frío (Carrizales, 2011). Estos equipos no son apropiados para condensación de vapores ni deben usarse en transferencia de calor en gases, quedan pues limitados a líquidos, en la Figura 2.7 se puede observar su forma.

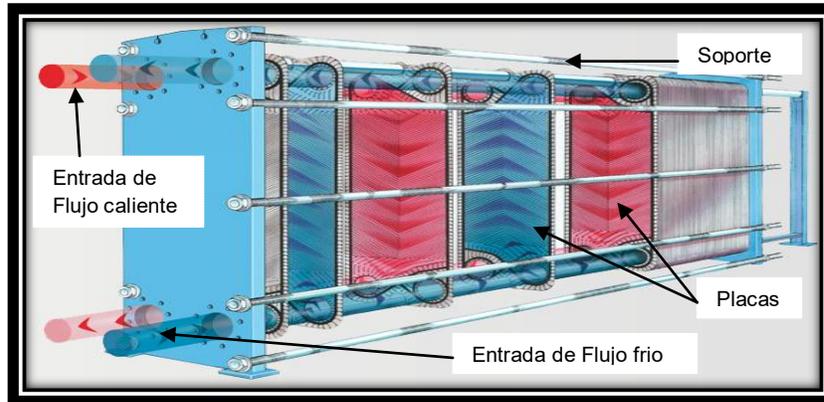


Figura 2.7 Fotografía de un intercambiador de calor de placas (TRANER, 2014)

2.4 Intercambiador de calor de serpentín

Este tipo de intercambiador de calor, está compuesto por un recipiente donde va sumergido en el interior el serpentín, el serpentín es un tubo enrollado en forma de espiral, el cual se diseña de esta manera para tener una gran superficie en un lugar reducido (Rufes, 2010). Es mayor su transferencia de calor en un tubo en forma de espiral o serpentín que en un tubo recto (Kakaç y Liu, 2002). En la Figura 2.8 se puede observar su forma.

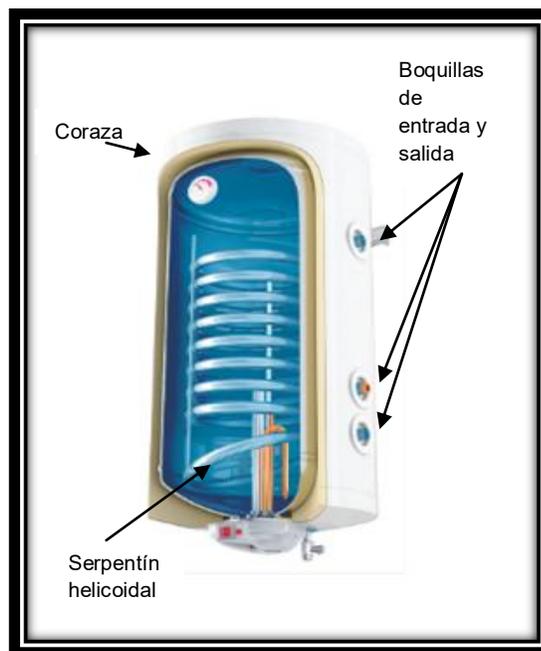


Figura 2.8 Fotografía de un intercambiador de calor con un serpentín helicoidal (Mecalia, 2011)

2.5 Colectores solares térmicos

Los colectores o paneles solares son captadores de energía solar, que por su geometría y sus características absorben la energía que proviene del sol y la convierten en calor, ese calor se cede a un fluido, fluidos especiales que se calientan (Roldán, 2008; Madrid, 2009). Además de poder convertir esta energía en calor, también puede ser transformada en energía eléctrica, estas son las principales aplicaciones que se les dan a los colectores solares.

2.5.1 Colectores de baja temperatura

Los colectores solares de baja temperatura son aquellos que son capaces de captar la energía en forma directa y transmitirla a un fluido de trabajo, principalmente este tipo de colectores es utilizado para calentar agua para uso doméstico, climatización de piscinas, hospitales, edificios entre otros (Roldán, 2013). Las temperaturas que manejan estos colectores de baja temperatura son menores a 100°C (Zabalza y Aranda, 2009).

a) Planos

Los colectores planos o de placa plana son los más conocidos comercialmente, son sofisticados invernaderos que atrapan y utilizan el calor del sol para aumentar la temperatura. Su temperatura de trabajo se sitúa en un rango de 50-70°C (Madrid, 2009). Estos colectores están compuestos por una cubierta exterior, la cual es un cristal de vidrio de 4-6 mm de espesor, la función de esta cubierta es para producir un efecto invernadero y evitar pérdidas por convección. Debajo de esta cubierta hay una placa metálica la cual esta soldada una tubería de cobre formando un serpentín, lo que esto provoca un intercambio de calor entre la placa y el fluido que circula dentro de la tubería de cobre (Zabalza y Aranda, 2009).

Además de la cubierta, la placa metálica y la tubería de cobre, estos colectores usan un aislante térmico en la parte trasera de la placa para minimizar las pérdidas térmicas y una carcasa para colocar todos los componentes que integran un colector solar, Existen un gran número de diferentes configuraciones de los tubos internos en los colectores de placa plana. En la Figura 2.9 se ilustra el colector solar.

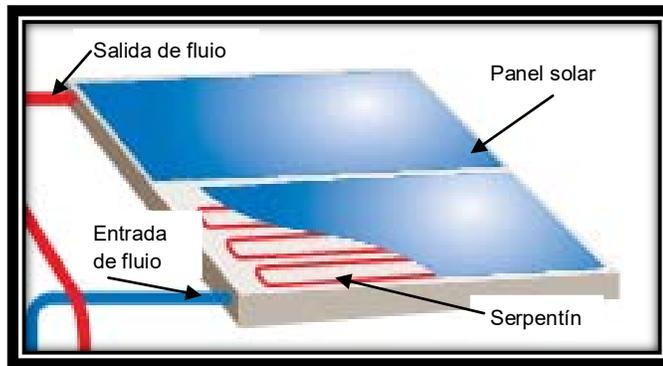


Figura 2. 9 Dibujo de un colector solar plano (Solaris, 2008)

b) Tubos de vacío

Este tipo de colectores solares poseen un mejor rendimiento y proporcionan mejor temperatura comparado a los de placa plana. Su mayor rendimiento de estos colectores se debe a que disponen de tubos de vidrio transparente que en su interior tiene un tubo concéntrico de absorción, por donde circula el fluido portador del calor (Zabalza y Aranda, 2009; Madrid, 2009). Se les llama tubos de vacío porque se les extrae el aire contenido entre los tubos concéntricos y gracias a esto las pérdidas de calor son mínimas, estos tubos de vacío tienen una ventaja adicional, pueden captar la energía solar aun cuando el cielo no esté despejado, lo cual lo hace más eficaz. En la Figura 2.10 se puede observar su diseño.

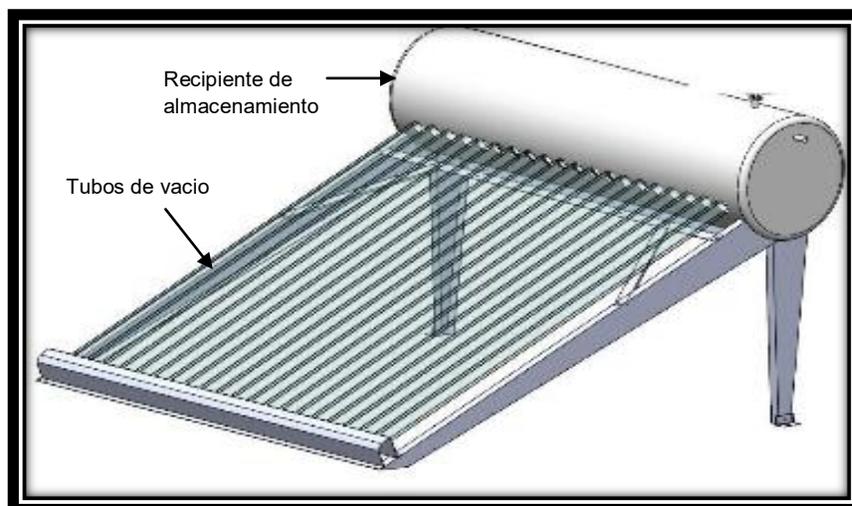


Figura 2.10 Dibujo de un colector solar de tubos de vacío (Depsa, 2014)

2.5.2 Colectores de media temperatura

Este tipo de colectores solares de media temperatura tienen un rango de 100-400°C y se debe a su diseño de concentración de la radiación solar (Romero, 2013). Ya que en este tipo de colectores las concentraciones de los rayos solares son mayores, comparado a los de baja temperatura lo cual hace que su temperatura se eleve generando mayor calor.

a) Tipo cilíndrico-parabólicos (CPC)

Los CPC son buenos concentradores de la radiación solar, gracias a su geometría, su forma parabólica compuesta por láminas, hace que la radiación sea concentrada en un punto o en un receptor lineal (Madrid, 2009). Este receptor lineal viene siendo una tubería por el cual dentro de él circula un fluido que es un aceite térmico sintético, que es capaz de soportar altas temperaturas. El cual después ese aceite se hace pasar por un intercambiador de calor en contracorriente con agua, generando así vapor a alta presión y utilizando este vapor para un ciclo Rankine, para la generación de electricidad (Zabalza y Aranda, 2009). Este tipo de colectores se utiliza en lugares donde tienen cielo despejado por que la radiación de sol es más directa, ya que con días con nubosidad su captación solar disminuye.

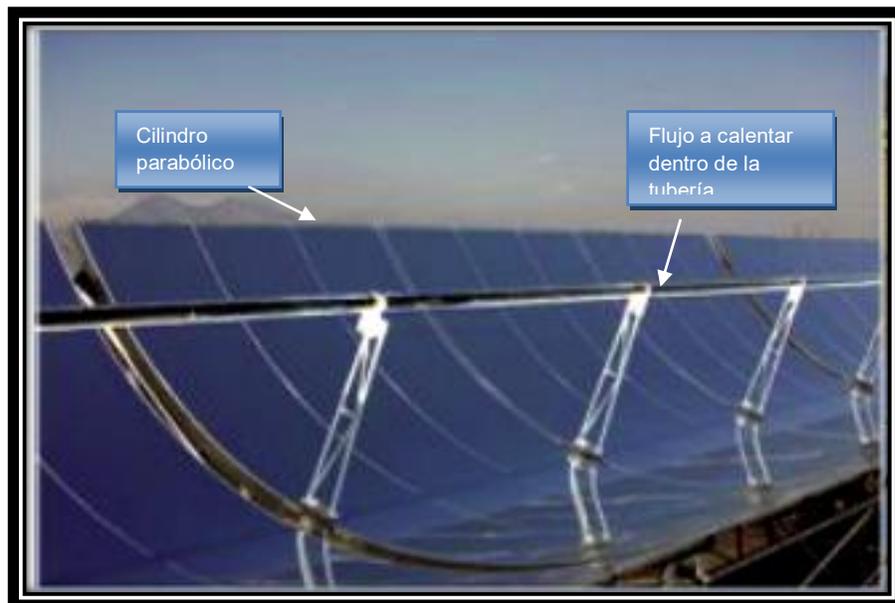


Figura 2.11 Fotografía de un colector cilíndrico-parabólico (Estrada, 2013)

2.5.3 Colectores de alta temperatura

Estos colectores solares son capaces concentrar una alto índice de radiación solar, que superan los 400°C, sus principales aplicaciones de estos colectores son la generación de electricidad aunque no son las únicas aplicaciones.

a) Heliostatos

Son espejos pulidos que reflejan la radiación solar en un punto, por lo cual estos dispositivos se utilizan por cientos, además están compuestos por un mecanismo de seguimiento solar para que adopten cada instante la posición adecuada para que la radiación solar sea reflejada en el punto deseado (Madrid, 2009). Estos dispositivos se colocan alrededor de una torre que en la parte alta se tiene un receptor central, se coloca en la parte alta para evitar bloqueos o sombras por los heliostatos. Este receptor central se encarga de captar toda la radiación reflejada de los heliostatos para poder convertirla en energía térmica, las temperaturas que alcanzan los fluidos que se encuentran en el receptor son superiores a los 1,000°C (Heras, 2008) y principalmente se utilizan para ciclos termodinámicos para la generación de energía eléctrica.



Figura 2.12 Fotografía de un receptor central con heliostatos (Estrada, 2013)

b) Discos parabólicos

Están formados por una superficie reflectora en forma de paraboloide, que concentran los rayos solares sobre un receptor puntual que contiene gas helio o aire (Madrid, 2009). Otro gas utilizado en el receptor puntual es el hidrogeno, pero presenta mayores problemas de seguridad. El gas que contiene el receptor es para el funcionamiento de un motor Stirling que se encuentra en el receptor, el cual el motor Stirling lleva acoplado un alternador, de manera que dentro de un mismo bloque, situado en el foco del disco concentrador, se realiza la transformación de la energía luminosa en electricidad, que se puede inyectar en la red eléctrica o bien destinarla a consumo directo en alguna aplicación próxima al lugar de emplazamiento (Heras, 2008).



Figura 2.13 Fotografía de un colector solar parabólico con motor Stirling (Estrada, 2013)

Capítulo 3 Metodología

3.1 Análisis de caso

Se desea diseñar una planta de producción de biodiésel a partir de aceites vegetales para abastecer y hacer funcionar a la Red de Transporte de pasajeros (RTP) con energía renovable. El cual la planta se estableció de una capacidad de 2,000 L/día. El cual esta capacidad está definida en función de las unidades de (RTP) del Distrito Federal, que deberán ser abastecidas de combustible y también está en función de la cantidad de desechos que se puedan obtener de las zonas aledañas a la planta, para que se pueda llevar a cabo la producción del biodiésel (Castellanos y Guevara, 2014).

El Sistema de Transporte Colectivo de la Ciudad de México tiene un espacio asignado para la ubicación de esta planta. Cuenta con una superficie de 800 m², se encuentra ubicado en Azcapotzalco dentro de la Ciudad de México a contra espalda de la estación del metro el Rosario. En la Figura 3.1 se muestra un arreglo preliminar de cómo podrían quedar los equipos, dentro de la planta, aquí se tiene considerado que se tenga una planta alta y una planta baja para la producción del biodiésel.

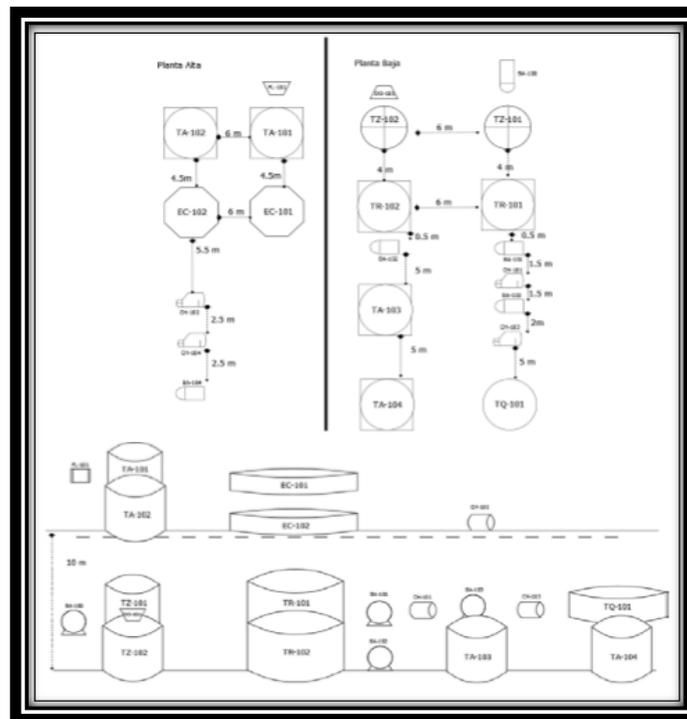


Figura 3. 1 Plano de la planta, con una ubicación preliminar de equipos (Castellanos y Guevara, 2014)

3.2 Materiales para el calentador solar

Las tecnologías solares térmicas de bajas temperaturas, y en especial las tecnologías que no generan electricidad se basan en los principios científicos del efecto invernadero para generar calor. La radiación electromagnética del sol, incluyendo la luz visible e infrarroja, penetra dentro de un colector y es absorbida por alguna superficie ubicada dentro del mismo. Una vez que la radiación es absorbida por las superficies dentro del colector, la temperatura aumenta. Un sistema de calefacción de agua está compuesto principalmente por los siguientes elementos:

- Uno o más colectores para capturar la energía del sol
- Un tanque de almacenamiento
- Un sistema de circulación para mover el fluido entre los colectores y el tanque de almacenamiento
- Un sistema de calefacción auxiliar
- Un sistema de control para regular la operación del sistema.
- Colectores de placa plana
- Kit de interconexión tanque-colector, a base de conexiones, accesorios y tubería de diversos tamaños, cantidades y variedades de tubería: rígida – cobre- o flexible –tipo pex-al-pex-, etc.

Como complemento y dependiendo de la climatología de la localidad donde se instalará deberá, verificarse si se requiere con una válvula anticongelante para protegerlo contra daños ocasionados por eventos y fenómenos climatológicos que favorezcan el congelamiento del agua contenida dentro de los tubos del absorbedor. Éste equipo solar trabaja bajo el principio de calentamiento y circulación pasiva natural denominado efecto termosifónico. El termotanque de almacenamiento solar del equipo se llena con agua fría desde un tinaco común o un hidroneumático. El agua fría contenida en su estratificación interior con menor temperatura ingresa al colector solar en su parte más baja, cuando existen las condiciones climatológicas favorables y con un buen nivel de radiación solar incidente sobre el colector solar, el absorbedor recibe por conducción el calor absorbido por las aletas y lo transmite hacia el agua en el interior de los tubos. El efecto termosifón ocasiona que el agua más caliente –menos densa- se mueva hacia la parte más alta del colector y la más fría –más pesada- se quede en la parte más baja del colector. Por consecuencia, el agua caliente sale del colector e ingresa al termotanque solar en su parte media alta, el agua del termotanque paulatinamente y de forma gradual será calentada por el colector solar hasta llegar a su temperatura de saturación o aquella relacionada con la eficiencia máxima de

aportación por parte del colector solar –generalmente un equipo termosifónico con colector tipo caja plana de cobre debe proporcionar temperaturas del orden de 50°C a 70°C- pero para garantizar lo anterior, el termo tanque deberá contar con un buen aislamiento térmico. Conforme se utiliza agua caliente, se extrae del tanque de almacenamiento solar y pasa de forma directa o por el calentador convencional –conexión ideal- para su aprovechamiento y disminución de consumo de combustible asociado. El agua extraída es repuesta de manera instantánea desde el tinaco o hidroneumático generándose en el interior del termotanque de almacenamiento una mezcla. El diferencial de temperatura “perdido” será recuperado por el colector solar si existen condiciones climatológicas favorables para realizarlo.

3.2.1 Calentador solar heat-pipe

Los calentadores solares de tubos de vacío con tecnología heat-pipe representan la tecnología más sofisticada en el campo de la energía solar térmica, consiguiendo significativos ahorros con respecto a los tradicionales sistemas de energía utilizados.

Es utilizado para grandes consumos de agua caliente, como para uso residencial. Estos sistemas al ser presurizados logran una instalación más simple, no dependiendo exclusivamente de su ubicación en un techo o su altura. El mantenimiento es sencillo, debido a que en caso de ser necesario cambiar alguno de los tubos, no es necesario vaciar el tanque o en caso de fractura de alguno de los tubos, el sistema sigue funcionando sin ningún problema (H2Sol, 2010).

3.2.2 Funcionamiento de la tecnología heat-Pipe

Un heat-Pipe es un tubo generalmente de cobre de alta pureza, sellado al vacío, que contiene una pequeña cantidad de líquido volátil (tal como agua). El objetivo principal del vacío es conseguir que a través de la radiación solar el punto de ebullición del líquido descienda hasta temperaturas cercanas a los 30°C (FUJISOL, 2009). Si el tubo se coloca verticalmente y su parte inferior es calentada, el líquido se evapora y el vapor asciende hacia la parte alta y fría del tubo, donde se condensa y cede su calor latente, cayendo por gravedad a la parte inferior del tubo. Este ciclo se repite obteniendo de esta forma una transferencia de calor de la parte inferior del tubo a la parte superior (FUJISOL, 2009). En la Figura 3.2 se muestra el diagrama del funcionamiento de la tecnología heat-pipe.

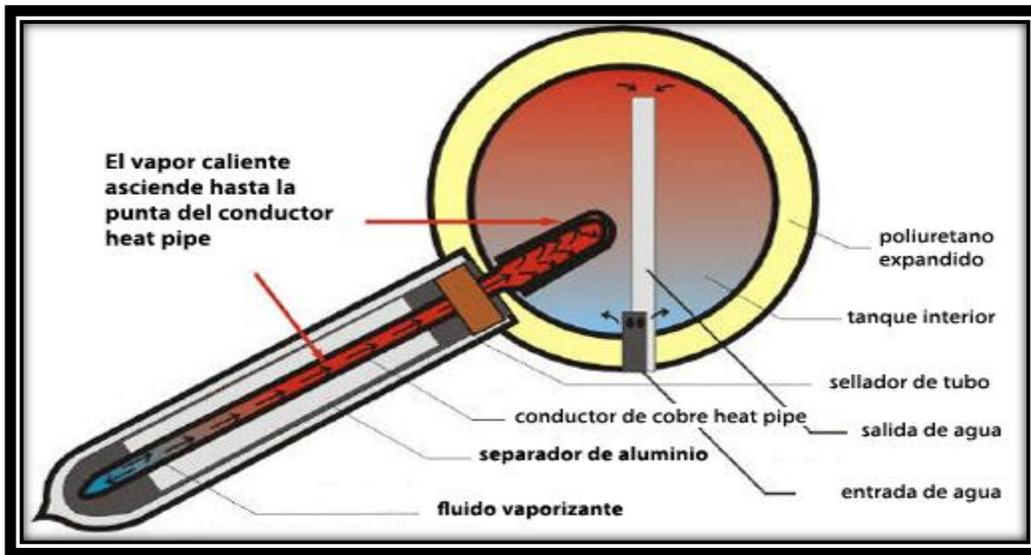


Figura 3.2 Diagrama del funcionamiento de la tecnología heat-pipe (H2Sol, 2010)

3.3 Metodología para el intercambiador de calor

Comúnmente en el diseño de un intercambiador de calor de proceso se siguen las etapas que se dan a continuación (Perry, 2001). En la Figura 3.3 se representan los pasos a seguir para el diseño de un intercambiador de calor.

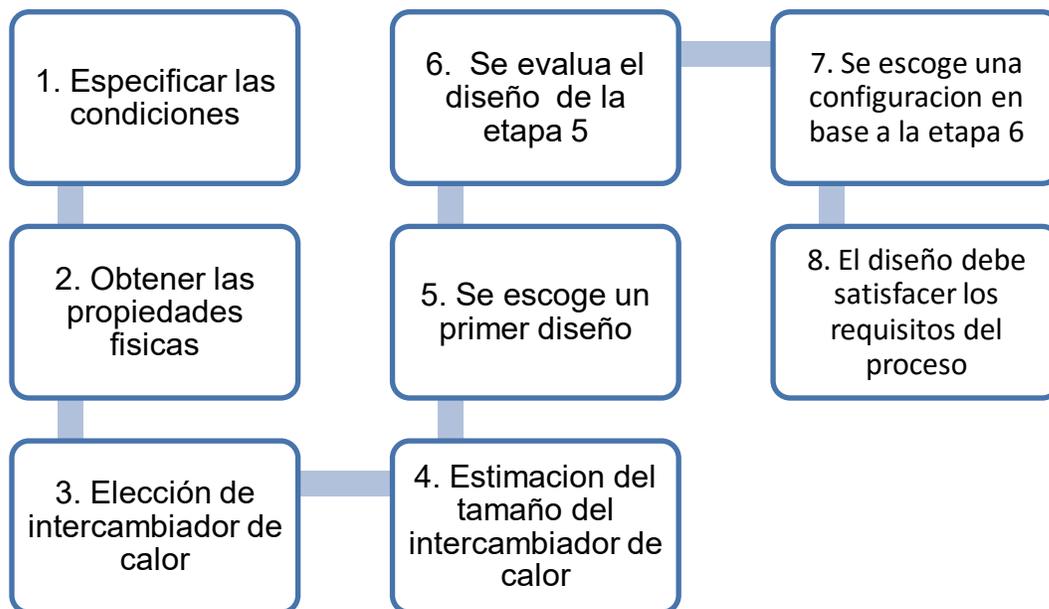


Figura 3. 3 Diagrama de las etapas a seguir para el diseño de un intercambiador de calor

Etapas para realizar el diseño de un intercambiador de calor

- a) Especificar las condiciones del proceso (velocidades de flujo, temperaturas, presiones, etc.)
- b) Obtener las propiedades físicas que se requieren sobre los intervalos de temperatura y presiones que interesan.
- c) Escoger el tipo de intercambiadores de calor que se va a emplear.
- d) Realizar la estimación preliminar del tamaño del intercambiador utilizando un coeficiente de transferencia de calor apropiado para los fluidos, el proceso y el equipo.
- e) Se realiza un primer diseño, completo en todos los detalles que se necesitan para llevar a cabo los cálculos de diseño.
- f) Se evalúa el diseño escogido en la etapa 5, o se clasifica en cuanto a su capacidad para satisfacer las especificaciones de proceso, con respecto tanto a la transferencia de calor como a la caída de presión.
- g) Sobre la base de los resultados escogidos en la etapa 6, se escoge una configuración, en caso necesario, se repite la etapa 6. Si el primer diseño era inapropiado para satisfacer la carga calorífica requerida, suele ser necesario incrementar el tamaño del intercambiador, permaneciendo todavía dentro de límites especificados o factibles de caídas de presión, longitud del tubo, diámetro de la coraza, etc. Esto implicará a veces, el paso a configuraciones de intercambiadores múltiples. Si el primer diseño satisface ampliamente los requisitos de carga de calor o no utiliza toda la caída de presión disponible se podrá diseñar un intercambiador menos costoso para satisfacer los requisitos del proceso.
- h) El diseño final debe satisfacer los requisitos del proceso (dentro de expectativas razonables de error), el costo más bajo. Este último debe incluir los costos de operación y mantenimiento, las ventajas de la capacidad para satisfacer cambios del proceso a largo plazo, además de los costos instalados (de capital). No se deben escoger intercambiadores totalmente sobre la base del costo inicial más bajo que, con frecuencia, da como resultado deficiencias en el futuro (Perry, 2001).

Para establecer el coeficiente global de transferencia de calor. La ecuación básica de diseño para un intercambiador de calor es:

$$dA = \frac{dQ}{U \Delta T} \quad (3.1)$$

Donde:

dA es el elemento de área superficial que se requiere para transferir una cantidad de calor

dQ un punto en el intercambiador, donde el coeficiente global de transferencia de calor es U mayúscula y donde la diferencia global de temperaturas masivas entre las dos corrientes es ΔT . El coeficiente global de transferencia de calor se relaciona con los coeficientes individuales de transferencia de calor de película y con las resistencias de paredes y suciedades (Perry, 2001).

3.3.1 Chaquetas y serpentines de recipientes agitados

La mayor parte de las correlaciones para la transferencia de calor a partir de líquidos agitados contenidos en recipientes a las paredes enchaquetadas o forradas han sido de la forma:

$$\frac{h * Dj}{k} = a \left(\frac{Lp^2 Nr\rho}{\mu} \right)^b \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^m \quad (3.2)$$

Donde:

- h es el coeficiente de película, es para la pared interior
- Dj es el diámetro interno del recipiente del mezclado
- El término $(L_p)^2 N_r \rho / \mu$ es el número de Reynolds para la mezcla en donde L_p es el diámetro y N_r la velocidad del agitador. En la Tabla 3.1 se dan valores recomendados de las constantes a, b y m (Kern, 1999; Perry, 2001)

Tabla 3.1 Valores de constantes para utilizarse en chaquetas y serpentines (Perry, 2001)

Agitador	a	b	m	Intervalo del número de Reynolds
Paletas	0.36	2/3	0.21	300-3x10 ⁵
Turb. De aspas separadas	0.53	2/3	0.24	80-200
Disco; turb. De aleta plana	0.54	2/3	0.14	40-3x10 ⁵
Hélice	0.54	2/3	0.14	2x10 ³ (un punto)
Ancla	1.0	1/2	0.18	10-300
Ancla	0.36	2/3	0.18	300-40,000
Banda helicoidal	0.633	1/2	0.18	8-10 ⁵

3.3.2 Conducción de calor en cilindros

El calor se pierde en forma continua hacia el exterior a través de la pared del tubo, donde la transferencia de calor a través de este se efectúa en dirección normal a su superficie y no se tiene alguna transferencia significativa en otras direcciones (Kern, 1999; Çengel, 2007). La pared del tubo, cuyo espesor es más bien

pequeño, separa dos fluidos a temperaturas diferentes y, en consecuencia, el gradiente de temperatura en la dirección radial es relativamente grande. Las temperaturas de los fluidos, dentro y fuera del tubo, permanecen constantes, por lo tanto la transferencia de calor a través del tubo se puede considerar estacionaria y unidimensional.

$$\dot{Q} = 2\pi Lk \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2 - r_1)} \quad (W) \quad (3.3)$$

3.3.3 Coeficiente de transferencia de calor total

Un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección (Kern, 1999; Çengel, 2007).

La red de resistencias térmicas asociada en este proceso de transferencia de calor comprende dos resistencias por convección y una por conducción, la resistencia térmica de la pared del tubo es:

$$R_{pared} = \frac{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2\pi Lk} \quad (3.4)$$

En donde:

- K es la conductividad térmica del material de pared
- L es la longitud del tubo
- D_2 el diámetro exterior
- D_1 el diámetro interior.

La resistencia térmica total en una tubería es:

$$R = R_{interior} + R_{pared} + R_{exterior} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2\pi Lk} + \frac{1}{h_o * A_o} \quad (3.5)$$

En donde:

- A_i es el área de la superficie interior de la pared que separa los dos fluidos.
- A_o es el área de la superficie exterior de esa misma pared.

A_i y A_o son las áreas superficiales de la pared de separación mojada por los fluidos interior y exterior, respectivamente. Cuando uno de los fluidos fluye dentro de un tubo circular y el otro afuera de este, se tiene $A_i = \pi D_i L$ y $A_o = \pi D_o L$ (Çengel, 2007).

Al analizar 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 fluidos como:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (3.6)$$

En donde U es el coeficiente de transferencia de calor total

- cuya unidad es $W/m^2 \cdot ^\circ C$. Este coeficiente es idéntico a la unidad del coeficiente de convección común, h . Cancelando ΔT , la ecuación 3.5 se convierte en:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.7)$$

3.3.4 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 las superficies de transferencia de calor. La capa de depósitos representa una resistencia adicional para esta transferencia y hace que disminuya la razón de la misma en un intercambiador. El efecto neto de estas acumulaciones sobre la transferencia de calor se representa por un factor de incrustación R_f el cual es una medida de la resistencia térmica introducida por la incrustación (Kern, 1999; Çengel, 2007).

La incrustación debe considerarse en el diseño y selección de los intercambiadores de calor, debido a que con el paso del tiempo se van generando incrustaciones y por lo tanto es necesario considerarlo en el diseño. 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.

Tomando en cuenta que el factor de incrustación es necesario considerar en el intercambiador de calor, el coeficiente de transferencia de calor total de la ecuación (3.7) se modificara considerando este factor. Y por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor quedaría de la siguiente manera:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + R_{pared} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.8)$$

3.3.5 Diferencia de temperatura media logarítmica

Es la diferencia de temperatura entre los dos fluidos que interactuarán en el intercambiador de calor. La temperatura varía a lo largo del intercambiador de calor. Esta diferencia media logarítmica de temperatura ΔT_{ml} , se obtiene al seguir el rastro de perfil real de temperaturas del fluido a lo largo del tubo y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre el fluido y la superficie (Çengel, 2007).

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ml} \quad (3.9)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (3.10)$$

En donde:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h, \text{ entrada}} - T_{c, \text{ salida}} \\ \Delta T_2 &= T_{h, \text{ salida}} - T_{c, \text{ entrada}} \end{aligned}$$

3.3.6 Aislamiento térmico

Se sabe que en la mayoría de los procesos industriales, es necesario mantener temperaturas constantes para los procesos, y en el proceso de la transesterificación no es la excepción, por lo cual es necesario el uso de un aislamiento térmico para mantener el aceite reciclado a una temperatura de 60°C. Los aislamientos son materiales o combinaciones de estos que se usan para suministrar resistencia al flujo de calor (CONUEE, 2009). La mayor parte de ellos son materiales heterogéneos, los cuales tienen baja conductividad térmica y contienen bolsas de aire, las cuales las bolsas de aire ayudan, porque la conductividad térmica del aire es muy baja.

Los aislamientos térmicos actúan como barreras que retardan el flujo de calor entre dos medios a diferente temperatura. El calor se genera en hornos calentadores al quemar un combustible como gas natural o diésel, que se absorbe en el hogar y sus superficies, lo cual causa una elevación por encima de la temperatura ambiente (CONUEE, 2009). Esta diferencia de temperatura produce la transferencia de calor del medio caliente al medio ambiente, el aislamiento reduce la pérdida de calor y, de este modo se ahorra combustible y dinero.

Ventajas de aislar el equipo

- Conservación de la energía
- Protección de personal
- Mantiene la temperatura del proceso
- Reduce el ruido y la vibración

Tipos de aislantes térmicos

- Materiales minerales fibrosos o celulares, como el vidrio, la sílice, las rocas, escorias o el asbesto (ya en desuso)
- Materiales orgánicos fibrosos o celulares, como la caña, el algodón, el caucho, la madera, la corteza de árbol y el corcho
- Plásticos orgánicos celulares, como el poliestireno o poliuretano

3.3.7 Radio crítico de aislamiento

Se ha observado que al agregar aislamiento a un elemento, disminuye la transferencia de calor. Esto se prevé debido a que el área de transferencia de calor siempre se mantiene constante y al agregar un aislante, la resistencia térmica de la pared incrementa (Çengel, 2007). El elemento al cual se le agregara el aislamiento tendrá una geometría cilíndrica, por lo tanto es necesario conocer el grosor del aislante, con la ecuación 3.11 se puede obtener la transferencia de calor que hay en un cilindro aislado hacia el aire circundante y en la Figura 3.4 se puede ver de una manera esquemática.

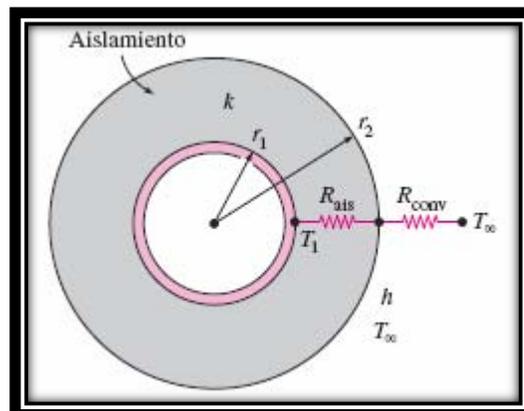


Figura 3.4 Dibujo de un cilindro aislado, expuesto a la convección de la superficie exterior (Çengel, 2007)

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{aislante} + R_{conv}} = \frac{T_1 - T_\infty}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} + \frac{1}{h(2\pi r_2 L)}} \quad (3.11)$$

Dónde:

T₁= la temperatura del recipiente

T_∞ = la temperatura ambiente

R_{ais}= resistencia de aislamiento

R_{conv}= resistencia de convección

El radio de aislamiento, depende de la conductividad térmica del material de aislamiento y del coeficiente de convección exterior, el cual se utiliza la ecuación 3.12 para determinarlo (Çengel, 2007).

$$r_{cr} = \frac{k}{h} \text{ m} \quad (3.12)$$

3.3.8 Material para el recipiente

Los materiales que se utilizan en la industria para los recipientes a presión, dependen del fluido que va contener. Y esto se debe, a que no todos los fluidos se comportan de la misma manera, con ciertos materiales, por lo tanto se usan diferentes materiales para brindar seguridad y no se generen reacciones que puedan afectar a las personas que lleguen a operarlos.

a) Acero inoxidable

El acero inoxidable es esencialmente un acero de bajo carbono, el cual contiene un mínimo de aproximadamente 10% de cromo en peso. Existen varios grupos o familias de aceros inoxidables, cada uno contiene un número específico de tipos con características distintas.

b) Clasificación de aceros inoxidables

El acero inoxidable puede ser clasificado en cinco diferentes familias; cuatro de éstas corresponden a las particulares estructuras cristalinas formadas en la aleación: austenita, ferrita, martensita, y dúplex (austenita más ferrita); mientras que la quinta familia son las aleaciones endurecidas por precipitación, que están basadas más en el tipo de tratamiento térmico usado que en la estructura cristalina. En la Tabla 3.2 se ve la clasificación de los aceros inoxidables.

Tabla 3.2 Clasificación de los aceros inoxidable (CENDI, 2008)

Clase	Clasificación AISI	Ejemplos de especificaciones
I Martensíticos	SERIE 400	410, 420, 431
II Ferríticos		409, 430, 434
III Austeníticos	SERIE 200 y 300	304, 304L, 321, 316
IV Dúplex	Se usa el nombre comercial	329, 2205
V Endurecibles por precipitación		17-4 PH, 15-5 PH, 17-7 PH, 15-7 MO

c) Características del acero inoxidable *austenítico*

- Excelente resistencia a la corrosión
- Endurecidos por trabajo en frío y no por tratamiento térmico
- Excelente soldabilidad
- Excelente factor de higiene y limpieza
- Formado sencillo y de fácil transformación
- Tienen la habilidad de ser funcionales en temperaturas extremas, bajas temperaturas (criogénicas) previniendo la fragilización y altas temperaturas (hasta 925°C)
- Son esencialmente no magnéticos. Pueden ser magnéticos después de que son tratados en frío. El grado de magnetismo que desarrollan después del trabajo en frío depende del tipo de aleación de que se trate

El acero inoxidable 304, comúnmente llamado el acero inoxidable “todo propósito”, tiene propiedades adecuadas para gran cantidad de aplicaciones. Se recomienda para construcciones ligeras soldadas en las que el recocido no es práctico o posible, pero que requieren buena resistencia a la corrosión. Otras propiedades del tipo 304 son su servicio satisfactorio a altas temperaturas (800° a 900°C) y buenas propiedades mecánicas. Contiene bajo carbono con lo que se evita la precipitación de carburos durante periodos prolongados de alta temperatura; tiene un contenido de carbono de 0.08% máximo por lo que se le considera un material satisfactorio para la mayoría de las aplicaciones con soldadura.

El tipo 304L es recomendable cuando se tienen que soldar altos espesores de material y la exposición a la temperatura de soldadura es mayor. Este grado contiene 0.03% máximo de carbono. En las aplicaciones de soldadura donde es posible el recocido, los carburos que se forman pueden ser eliminados por recocido seguido por enfriamiento rápido. El recocido sirve para relevar esfuerzos

residuales en el área soldada. En la Tabla 3.3 se mencionan las aplicaciones principales en los cuales se utiliza el acero inoxidable serie 300.

d) Usos del acero inoxidable

La tubería de acero inoxidable es utilizada con éxito en procesos donde los fluidos corrosivos tienen condiciones que la tubería de acero al carbón no soporta. También es utilizado en procesos alimenticios o farmacéuticos en donde es necesario que la tubería tenga un acabado especial “sanitario” y que cumpla con las normas especiales que la industria que produce artículos de consumo humano necesita. Dentro de la diversidad que existen en los tipos de tubería, se decidió utilizar la de acero inoxidable debido a que tiene una propiedad única, debido a los elementos de aleación del acero inoxidable se forma una fina capa pasiva transparente sobre la superficie, incluso si la superficie de acero inoxidable fuese rayada o dañada de algún otro modo, esta capa pasiva, de sólo unos átomos de espesor, se recompone instantáneamente por acción del oxígeno del aire o del agua, esto explica por qué el acero inoxidable no requiere ningún recubrimiento u otra protección a la corrosión para mantenerse limpio y brillante.

Los aceros inoxidables no pueden ser considerados como resistentes a la corrosión en todas las condiciones de trabajo, dependiendo del tipo (composición) de acero, habrá ciertas condiciones en las que se pierda el estado pasivo y no pueda recomponerse. En ese caso la superficie se convierte en activa y se produce la corrosión. Pueden darse condiciones activas en zonas pequeñas privadas de oxígeno de los aceros inoxidables, tal como en uniones mecánicas, esquinas compactas o en soldaduras incompletas o mal acabadas. El resultado puede producir formas localizadas de grietas o picaduras (corrosión). Además el acero inoxidable 304 (UNS S30400) es el más versátil y uno de los más usados de los aceros inoxidables de la serie 300. Tiene excelentes propiedades para el conformado y el soldado. Se puede usar para aplicaciones de embutición profunda, de rolado y de corte. Tiene buenas características para la soldadura, no requiere recocido tras la soldadura para que se desempeñe bien en una amplia gama de condiciones corrosivas. Tiene excelente resistencia a la corrosión en servicio intermitente hasta 870 °C y en servicio continuo hasta 925°C. No se recomienda para uso continuo entre 425 - 860°C pero se desempeña muy bien por debajo y por encima de ese rango.

Las propiedades que se mencionan son obtenidas de la norma ASTM A276, esta norma es la que estandariza a nivel mundial, las características del acero inoxidable.

Tabla 3.3 Aplicaciones más comunes de los aceros inoxidable serie 300 (CENDI, 2008)

GRADOS		APLICACIONES MAS COMUNES
TIPO AISI	NUMERO UNS	
301	(S30100)	Partes de aviones, adornos arquitectónicos, cajas de ferrocarril y de tráiler, cubiertas de rines, equipo de proceso para alimentos
303	(S30300)	Conectores, cerraduras, tuercas y tornillos, bushings, cremalleras, partes maquinadas, partes para bombas, flechas
303Se	(S30323)	Pernos, tornillos, tuercas, accesorios para aviones, remaches
304	(S30400)	Equipo químico de proceso, equipo de proceso y manejo de alimentos, intercambiadores de calor, equipo para hospitales
304L	(S30403)	Reducción de C para evitar la sensitización durante la soldadura
305	(S30500)	Equipo para industria del café, reflectores, partes con calentamiento y enfriamientos continuos
308	(S30900)	Hornos industriales, usado primordialmente como material de aporte para soldadura
309	(S30900)	Calentadores de aire, equipo químico de proceso, partes de quemadores de turbinas de gas, intercambiadores de calor
309S	(S30908)	Calentadores de aire, equipo para tratamiento térmico de aceros, equipo químico de proceso
310	(S31000)	Calentadores de aire, equipo para tratamiento térmico de aceros, equipo químico de proceso
310S	(S31008)	Calentadores de aire, equipo para tratamiento térmico de aceros, equipo químico de proceso
316	(S31600)	Adornos arquitectónicos, equipo químico de proceso, equipo para el procesamiento de alimentos, farmacéutico, fotográfico, textil, etc.
316L	(S31603)	Reducción de C para evitar sensibilización durante la soldadura
316LN	(S31651)	Reducción de C, adición de N para incrementar su resistencia mecánica
317	(S31700)	Tornillos y alambre quirúrgico, equipo farmacéutico, equipo químico de proceso
317L	(S31703)	Reducción de C para evitar sensibilización durante la soldadura
321	(S32100)	Equipo químico de proceso, recipiente a presión y de almacenamiento, partes de motores jet
330	(N08330)	Hornos de recocido, equipo químico de proceso, partes para turbinas de gas e intercambiadores de calor
347	(S34700)	Equipo para tratamientos térmicos, tanques soldados para el almacenamiento de sustancias químicas orgánicas, juntas de expansión
348	(S34800)	Tubos soldados y sin costura para servicio a sistemas radioactivos

Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304

- Resistencia a la fluencia 240 MPa (35 KSI)
- Resistencia máxima 585 MPa (85 KSI)
- Elongación 30 % (en 50mm)
- Reducción de área 40 %
- Módulo de elasticidad 200 GPa (29,000 KSI)

Propiedades físicas del acero inoxidable

- Densidad 7.8 g/cm³

Composición química del acero inoxidable

- 0.08 % C
- 2.00 % Mn
- 18.0 – 20.0 % Cr
- 8.0 – 10.5 % Ni
- 0.045 % P
- 0.03 % S

Sus usos del acero inoxidable 304, son variados, se destacan los equipos para procesamiento de alimentos, enfriadores de leche, intercambiadores de calor, contenedores de productos químicos, tanques para almacenamiento de vinos y cervezas, partes para extintores de fuego.

3.4 Metodología para el diseño mecánico del recipiente del intercambiador de calor

El código para calderas y recipientes a presión de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME), se originó por la necesidad de proteger a la sociedad, reglamentar el diseño y fabricación de estos recipientes (ASME, 2001).

Clasificación del código ASME

- **Sección I** Calderas de potencia
- **Sección II** Especificación de materiales
- **Sección III** Requisitos generales para división 1 y división 2
- **Sección IV** Calderas para calefacción

- **Sección V** Pruebas no destructivas
- **Sección VI** Reglas y recomendaciones para el cuidado y operación de las calderas de calefacción.
- **Sección VII** Guía y recomendaciones para el cuidado de calderas de potencia
- **Sección VIII** Recipientes a presión
- **Sección IX** Calificación de soldadura
- **Sección X** Recipientes a presión de plásticos reforzado en fibras de vidrio
- **Sección XI** Reglas para inspección en servicio de plantas nucleares

a) Recipiente a presión

El código ASME sección VIII div. 1, define como recipiente a presión, cualquier contenedor cerrado capaz de almacenar un fluido a presión manométrica, sea esta interna o externa, o por la aplicación de calor desde una fuente directa o indirecta, o cualquier combinación de ella (ASME, 2001).

b) Clasificación de recipientes

Los diferentes tipos de recipientes a presión se clasifican como se observa en la Figura 3.5. Los recipientes de presión se pueden clasificar por su utilización y por su forma. Por su utilización son los de almacenamiento, sirven únicamente para almacenar fluidos a presión. Los recipientes de proceso tienen múltiples y variados usos, entre ellos se mencionan los cambiadores de calor, reactores, torres fraccionadoras, torres de destilación, etc. (ASME, 2001). Por su forma: Los recipientes a presión pueden ser cilíndricos o esféricos, los recipientes esféricos pueden ser horizontales o verticales, y en algunos casos pueden tener un enchaquetado para incrementar o decrecer la temperatura de los fluidos según sea el caso. Los recipientes esféricos se utilizan generalmente como tanques de almacenamiento y para almacenar grandes volúmenes a altas presiones.

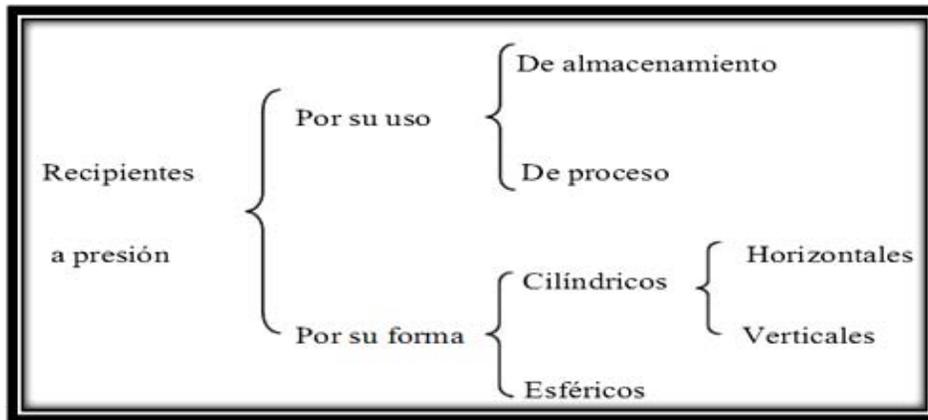


Figura 3. 5 Clasificación de los recipientes a presión (ASME, 2001)

Los componentes que se tomarán en cuenta para el diseño del recipiente a presión serán:

- Cuerpo del cilindro
- Tapas
- Boquillas
- Soporte

c) Presión de operación del recipiente

Es identificada como la presión de trabajo y es la presión manométrica a la cual estará sometido un equipo en condiciones de operación normal (ASME, 2001; NOM-020, 2011).

d) Presión de diseño del recipiente

Es el valor que debe utilizarse en las ecuaciones para el cálculo de las partes constitutivas de los recipientes sometidos a presión. Se recomienda diseñar un recipiente y sus componentes a una presión mayor que la de operación para brindar seguridad (Megyesy, 1992). En las ecuaciones que se muestran a continuación, muestran las consideraciones que se deben tener para poder obtener la presión de diseño, de acuerdo a la presión de operación.

$$\begin{array}{ll} \text{Si } P_o > 300 \text{ lb/pulg}^2 & \text{Si } P_o \leq 3 \text{ lb/pulg}^2 \\ P = 1.1P_o & P = P_o + 30 \text{ lb/pulg}^2 \end{array}$$

Dónde:

- P es la presión de diseño

- P_o es la presión de operación.

e) Temperatura máxima del recipiente

La temperatura máxima permitida, para el diseño, no debe ser menor que la temperatura del metal promedio.

f) Temperatura mínima del recipiente

La temperatura mínima, es la temperatura más baja esperada en el servicio.

g) Presión de prueba hidrostática del recipiente

Es una y media veces la máxima presión permitida de operación o de diseño cuando no se hacen los cálculos para determinar la presión máxima permitida de trabajo (Megyesy, 1992).

$$P_p = 1.5 \cdot P \left(\frac{\sigma_A}{\sigma_D} \right) \quad (3.13)$$

Dónde:

- P = presión de diseño
- σ_A = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura ambiente.
- σ_D = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura de diseño.

h) Presión de trabajo máxima permisible

Es la presión máxima a la que se puede someter un recipiente, en condiciones de operación, suponiendo que está:

- En estado de desgaste por corrosión.
- Bajo los efectos de la temperatura de diseño.
- En la posición normal de operación.
- Bajo los efectos de otras cargas, tales como fuerza debida al viento, presión hidrostática, etc., cuyos efectos deben agregarse a las ocasionadas por la presión interna (Megyesy, 1992; Portillo, 2008).

i) Eficiencia de las soldaduras (E) en el recipiente

Se define a la eficiencia de las soldaduras como el grado de confiabilidad que se puede tener de ellas. Sus valores están de acuerdo a la confiabilidad de las mismas. Los tipos de unión empleados en la fabricación de recipientes a presión se muestran en la Tabla 3.4 Para el diseño de este recipiente se elegirá una eficiencia de $E=0.85$, debido a que el punto óptimo de eficiencia de soldaduras por experiencia para los cuerpos cilíndricos se obtiene con esta eficiencia.

j) Consideraciones de espesor para el recipiente

El mínimo espesor permitido para cuerpos y tapas después de ser formados y sin importar la forma del producto y material, debe ser 1/16" (1.6 mm), excluyendo cualquier tolerancia para corrosión (ASME, 2001).

Las normas no mencionan la magnitud del margen de corrosión, excepto para recipientes con espesor mínimo requerido a 0.25 pulgadas que han de utilizarse para servicio de vapor de agua o aire comprimido, para los cuales indica un margen de corrosión no menor de la sexta parte del espesor de la placa calculada (Portillo, 2008).

k) Esfuerzo de diseño a la tensión (S) en el recipiente

Es el valor máximo al que se puede someter un material, que forma parte de un recipiente a presión, en condiciones normales de operación. Su valor es aproximadamente el 25% del esfuerzo último a la tensión del material en cuestión.

l) Boquillas

Todos los recipientes a presión llevan boquillas y conexiones. Las boquillas se usan para la entrada y salida de los fluidos e instrumentos de medición, a continuación se mencionan las boquillas mínimas requeridas para un recipiente a presión:

- Entrada del producto
- Salida del producto
- Drenaje
- Venteo
- Conexiones de indicadores o instrumentos de nivel

La boquilla de venteo en los tanques de almacenamiento su función principal es para que dentro del recipiente no se genere presión interna al ser llenado o vaciado, y siempre es colocado en la parte más alta del tanque. La boquilla de drenado es para que el recipiente pueda ser drenado y se coloca en parte inferior del tanque (NRF-028, 2010). Los cuellos de boquillas deben ser de tubo sin costura, placa rolada o forjas integrales, los cuellos fabricados de placa rolada y las placas de refuerzo, deben ser de la misma especificación de material que la del recipiente o componente a presión (NRF-028, 2010).

De acuerdo al código ASME sección 8 div. 1, menciona que todas las boquillas mayores a 3 pulgadas de diámetro, deben tener una placa de refuerzo en la unión del cuello de la boquilla con el recipiente. Para la instalación de boquillas es

necesario hacer un agujero en el recipiente, al hacer este agujero se está quitando material y las líneas de esfuerzos que pasaban por el área que se quitó, pasaran tangentes al agujero, por lo que para evitar fallas en el área donde se quitó, es necesario contar con una placa de refuerzo (ASME, 2001).

Se recomienda que las boquillas de 1-1/4" de diámetro y menores sean instaladas por medio de coples roscados de 3,000 y 6,000 lb/in². Las boquillas de 1-1/ " y mayores deberán ser bridadas (ASME, 2001).

Tabla 3.4 Tabla de eficiencia de las soldaduras en un recipiente a presión (Megyesy, 1992)

EFICIENCIA DE SOLDADURAS VALORES DE "E"				
TIPOS DE UNIONES NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA UNIÓN CUANDO LA JUNTA ESTA RADIOGRAFIADA		
		AL 100%	POR PUNTO S	SIN
	Soldadura a tope unida con soldadura por ambos lados o bien por otro método con lo cual se obtenga la misma calidad del metal de aporte en ambos lados de la superficie soldada, si se usa la solera de respaldo debiera quitarse después de aplicar la soldadura y antes de radiografiar.	1.00	0.85	0.70
	Soldadura simple a tope con solera de respaldo, la cual permanecerá en el interior del recipiente	0.90	0.80	0.85
	Unión simple por un solo lado sin solera de respaldo	--	--	0.60
	Unión traslapada con doble filete	--	--	0.55
	Unión traslapada con filete sencillo y tapón de soldadura	--	--	0.50
	Unión traslapada con filete sencillo sin tapón de soldadura	--	--	0.45

3.5 Tipo de tapas para recipientes a presión

Los recipientes sometidos a presión pueden estar contruidos por diferentes tipos de tapas o cabezas. Cada una de estas es más recomendable a ciertas condiciones de operación y costo monetario. En la Figura 3.6 se observan los diferentes tipos de tapas que puede tener un recipiente a presión.

- Tapa plana/plana con ceja
Se utilizan para recipientes sujetos a presión atmosférica, aunque en algunos casos se usan también en recipientes a presión. Su costo entra las tapas es el más bajo, se utilizan también como fondos de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones.
- Tapa semiesférica
Se utilizan exclusivamente para soportar presiones críticas, su silueta describe una media circunferencia perfecta, su costo es alto y no hay límite dimensional para su fabricación.
- Tapa *semielíptica*
Son empleadas cuando el espesor calculado de una tapa toriesferica es relativamente alto, ya que las tapas semielípticas soportan mayores presiones que las toriesfericas. Su costo es alto y su fabricación en México de su diámetro es hasta 3m como máximo.
- Tapa *toriesférica*
Son las de mayor aceptación en la industria, debido a su bajo costo y a que soportan grandes presiones manométricas, su característica principal es que el radio del abombado es aproximadamente igual al diámetro. Se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 metros.
- Tapa cónica
Se utilizan generalmente en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos. Su uso es muy común en torres fraccionadoras o de destilación, no hay límites en cuanto a dimensiones para su fabricación y su única limitación consiste en que el ángulo de vértice no deberá ser calculado como tapa plana.
- Tapa abombada
Son empleadas en recipientes a presión manométrica relativamente baja, su costo puede considerarse bajo, sin embargo, si se usa para soportar presiones relativamente altas, será necesario analizar la concentración de esfuerzos generada, al efectuar un cambio brusco de dirección

En la Figura 3.8 se muestra un diagrama de la metodología a seguir, para el diseño del intercambiador de calor.

- Se obtendrán los valores necesarios para poder determinar el diámetro del recipiente a presión
- Se analizará el volumen del recipiente
- Se elegirá una tapa para el recipiente, y después se diseñara
- Se elegirá un diámetro de tubería, de acuerdo a los cálculos propuestos, para determinar el diseño del serpentín helicoidal
- Se diseñará el recipiente a presión en un modelo 3D, con los valores que se obtengan para el diseño del intercambiador de calor

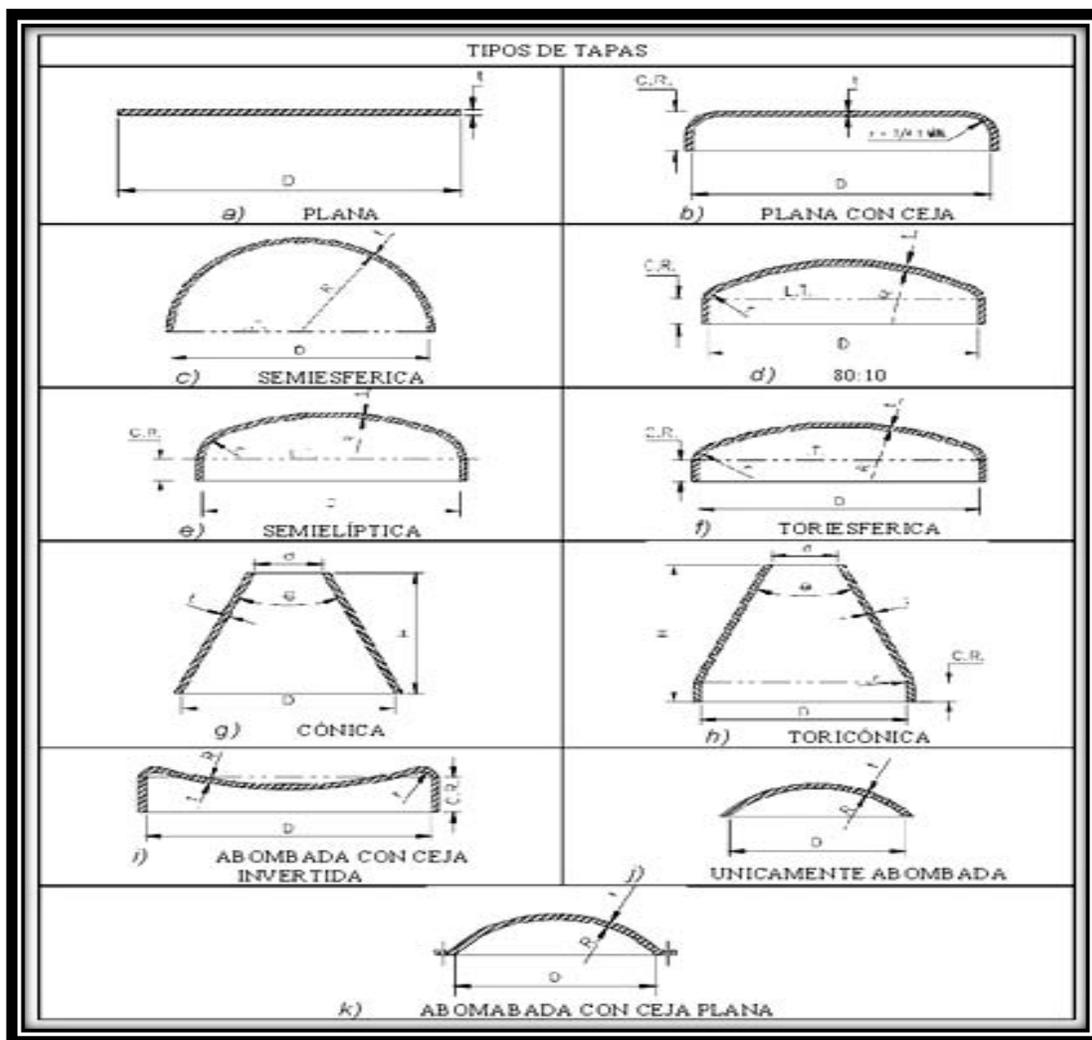


Figura 3.6 Tipo de tapas para recipientes verticales (ASME, 2001)

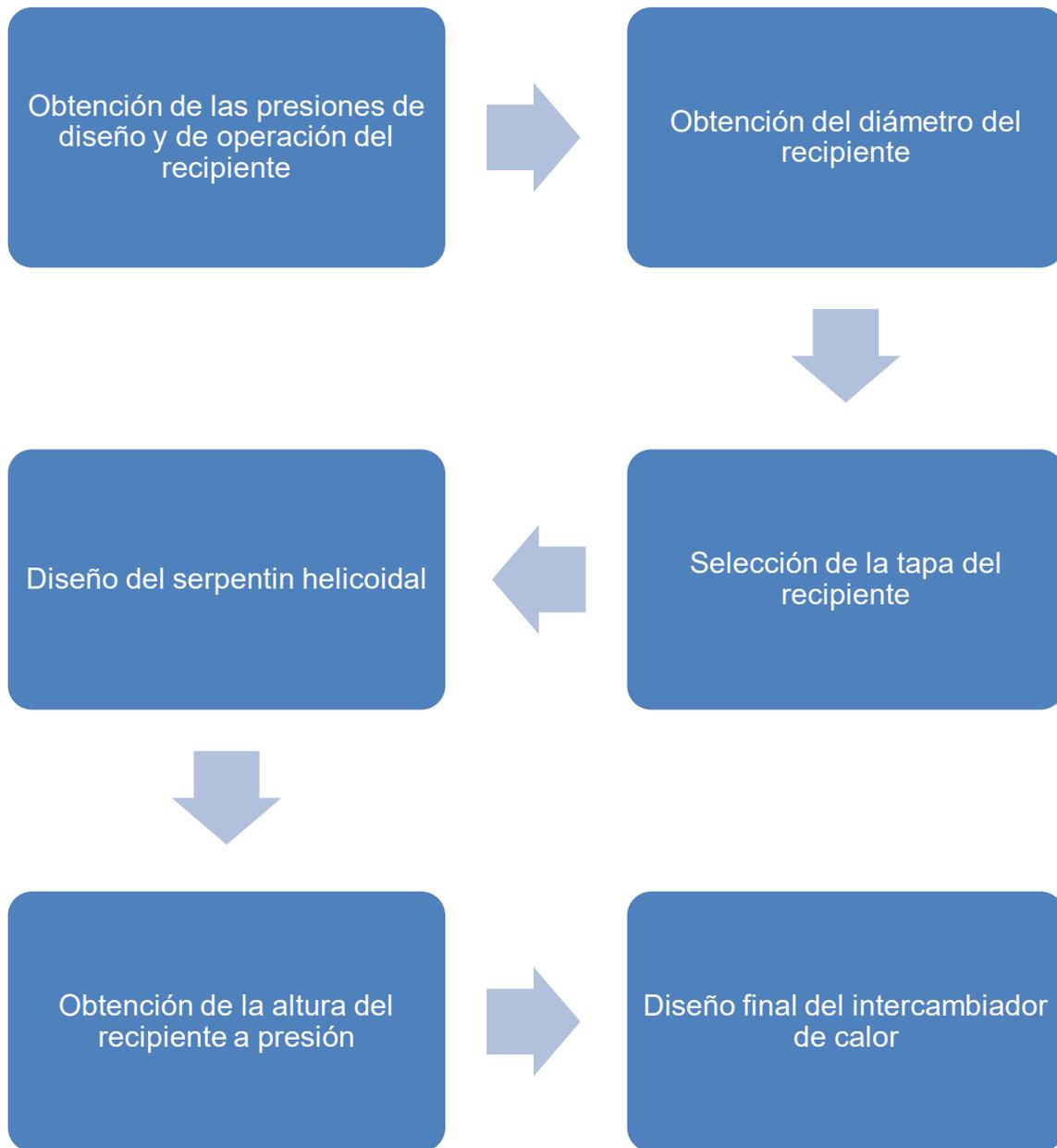


Figura 3.7 Diagrama de los pasos a seguir para el diseño del intercambiador de calor

Capítulo 4 Resultados

Resultados

4.1 Planteamiento del problema

Las fuentes de energía para el transporte en el mundo son los combustibles provenientes del petróleo. Los productos de la refinación del petróleo son: la gasolina, el diesel, la turbosina, parafinas, entre otros, de los cuales la gasolina y el diesel son los energéticos más utilizados en el transporte terrestre, debido a que son los que usan los motores diésel y Otto (Ramírez, 2013). Aunque los combustibles como el diesel y la gasolina han tenido que venir cumpliendo con normas y regulaciones con el fin de obtener un mejor desempeño y generar un menor impacto ambiental, la quema de estos hidrocarburos provoca emisiones de efecto invernadero, causando el incremento de la temperatura de la superficie de la Tierra y provocando alteraciones al clima.

De acuerdo con el inventario de emisiones de la Zona Metropolitana del Valle de México publicado por la Comisión Ambiental Metropolitana, en el año 2010 se cuantificaron poco más de 21 millones de toneladas de CO₂ a causa del uso de vehículos para transporte. En la Zona Metropolitana del Valle de México el combustible más usado es la gasolina que corresponde al 95% de la flota vehicular mientras que el 4% son vehículos a diesel y el restante 1% usan gas LP y gas natural, dichos vehículos contribuyen en un 77%, 21% y 2% respectivamente a la generación de emisiones de GEI.

En la Ciudad de México solo existe una empresa que obtiene el biodiésel a partir de aceite comestible usado, se llama Biofuels de México S.A. de C.V. y se encuentra en la Delegación Miguel Hidalgo. De acuerdo a las emisiones de producción de la Planta BioFuels de México, el combustible utilizado en la planta es el gas L.P. que se utiliza para el calentamiento del aceite vegetal de desecho, para elevar la temperatura a 60°C para que la reacción química del biodiésel pueda llevarse a cabo. De acuerdo a las emisiones producidas de CO₂ por la producción de biodiésel por parte de Biofuels es de 42,677 kg de CO₂ (Ramírez, 2013). El consumo anual de gas L.P. en la planta es de 160 tanques de 20 kg, el cual sería un total de 3,200 kg de gas L.P. El cual estaría generando un total de 9,600kg de CO₂. Considerando que un colector solar en su uso no genera ninguna emisión de GEI, por lo tanto se estaría reduciendo un 22% de emisiones con el uso del colector solar, debido a que ya no se usaría el gas L.P. para el calentamiento del aceite vegetal reciclado.

4.2 Balance de materia y energía del sistema

El sistema de transferencia de calor que se propone para calentar 2m^3 de aceite comestible de desecho (ACD), es diseñando un intercambiador de calor, por lo que es necesario hacer un balance de materia y energía, para determinar la cantidad de agua necesaria para el calentamiento del aceite reciclado. En la ecuación 4.1 se observa el balance de energía, el cual determinará la cantidad de agua necesaria que se empleará para calentar 2,000 litros de aceite.

$$m_{\text{agua}} \cdot C_{p_{\text{agua}}} \cdot \Delta T_{\text{agua}} = m_{\text{aceite}} \cdot C_{p_{\text{aceite}}} \cdot \Delta T_{\text{aceite}} \quad (4.1)$$

Para realizar el balance de materia y energía de la ecuación 4.1 es necesario conocer las propiedades de los fluidos que estarán interactuando en el intercambiador de calor.

En la Tabla 4.1 se observan las propiedades de los dos fluidos que se usaron para la realización del diseño del intercambiador de calor, estas propiedades son: la densidad (ρ), el poder calorífico (C_p), la viscosidad cinemática (ν), la viscosidad dinámica (μ), así como las temperaturas iniciales y finales de cada uno de los fluidos.

Tabla 4. 1 Propiedades de los fluidos que interactuarán en el intercambiador de calor (Çengel, 2007; Rodríguez y col., 2012)

Propiedades del agua	Propiedades ACD
$C_p = 4.186 \text{ kJ/kg}\cdot\text{k}$	$C_p = 2.0 \text{ kJ/kg}\cdot\text{k}$
$\rho_{90^\circ} = 965.74 \text{ kg/m}^3$	$\rho = 930 \text{ kg/m}^3$
$\nu_{20^\circ} = 1.007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ $\nu_{90^\circ} = 0.328 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	$\nu_{40^\circ\text{C}} = 0.000252 \text{ m}^2/\text{s}$
$\mu_{20^\circ} = 0.001002 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ $\mu_{90^\circ} = 0.000315 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$	$\mu_{40^\circ\text{C}} = 0.239 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$
$T_{\text{final}} = 40^\circ\text{C}$	$T_{\text{final}} = 60^\circ\text{C}$
$T_{\text{inicial}} = 90^\circ\text{C}$	$T_{\text{inicial}} = 20^\circ\text{C}$

Se determinó primero la masa del aceite reciclado con la ecuación 4.2

$$m = \rho \cdot v \quad (4.2)$$

Donde

m = masa (kg)

ρ = densidad del aceite kg/m^3)

v =volumen (m^3)

Sustituyendo valores en la ecuación (4.2)

$$m = \left(930 \frac{kg}{m^3}\right) (2 m^3) = 1,860 kg$$

Después se realizó el cálculo, para determinar el calor necesario para calentar los 2,000L de aceite, con la ecuación 4.3.

$$Q = m_{aceite} \cdot C_p \cdot (T_f - T_i) \quad (4.3)$$

$$Q = (1,860 kg) \left(2,000 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right) (60^\circ C - 20^\circ C) = 148.8 MJ$$

Después se hizo el balance de energía entre los dos fluidos que interactuarán en el intercambiador de calor con la ecuación 4.1 para determinar la cantidad de agua que se necesita para calentar los 2,000L.

Despejando (m_{agua}) de la ecuación 4.1

$$m_{agua} = \frac{(1,860 kg) \left(2,000 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right) (60^\circ C - 20^\circ C)}{\left(4,186 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right) (90^\circ C - 40^\circ C)} = 711 kg$$

Se observó que se necesitarían 711 kg de agua, para calentar 1,860 kg de aceite reciclado, o bien 711 L de agua, para los 2,000 litros de aceite. Se propuso que se tenga una cantidad de 750 litros de agua para contar con agua suficiente para el recorrido que hará durante todo el proceso, lo cual representa el 6% más del diseño.

Al haber definido la cantidad de agua requerida para calentar el aceite, se determinó la razón de transferencia de calor del agua con la ecuación 4.4. Donde primero se determinó el flujo másico y después se prosiguió a determinar la razón de transferencia.

$$\dot{m} = \frac{711 kg}{3,600 s} = 0.19 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{agua} \cdot C_p \cdot (T_f - T_i) \quad (4.4)$$

$$\dot{Q} = \left(0.19 \frac{kg}{s}\right) \left(4,186 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right) (90^\circ C - 40^\circ C) = 39.77 kW$$

Este valor de la razón de transferencia de calor es considerando que se tuviera un intercambiador de calor donde se almacenarán los 2,000L. Pero tomando en cuenta, que las dimensiones del intercambiador de calor serían muy grandes, se propuso crear un intercambiador de calor con una capacidad de calentar 500 litros

de aceite, así disminuiría el tamaño del intercambiador de calor y se podrían calentar los 2,000 litros por lotes de 500L.

Al hacer esta propuesta se obtuvo nuevamente la razón de transferencia de calor, pero considerando que será para calentar 500 litros, por lo tanto el flujo másico cambió, debido a que se ajustó a la cantidad de masa que se desea calentar.

Por lo tanto, la cantidad de masa requerida para calentar los 2,000L vendrá siendo la misma cantidad de agua en caso que se hagan 4 lotes de 500L, pero se usaría la cuarta parte de esa cantidad de agua para hacer los cálculos necesarios para el diseño del intercambiador de calor (serpentín helicoidal), debido a que es la masa necesaria para calentar 500L de aceite reciclado.

$$\dot{m} = \frac{178 \text{ kg}}{3,600 \text{ s}} = 0.049 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El flujo másico de 0.049 kg/s, fue con el que se trabajó para el diseño del serpentín helicoidal, se determinó la razón de transferencia de calor, para determinar el calor que transferirá el agua dentro del serpentín, en un tiempo de 1h en el recipiente de 500L.

$$\dot{Q} = \left(0.049 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(4,186 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{C}}\right) (90 \text{ C} - 40 \text{ C}) = 10.25 \text{ kW}$$

4.3 Propuesta del abastecimiento de calor para el calentamiento de aceite vegetal

Después de que se determinó qué cantidad de agua se necesitará para el intercambiador de calor. Se propuso utilizar el colector solar con tecnología heat-pipe, para el calentamiento del agua, debido a que es el que mejor puede satisfacer las necesidades del diseño. Se utilizarán dos colectores solares con una capacidad de 300L. Estarán conectados en serie para brindar una temperatura de 90°C. La ubicación del tinaco no debe ser menor a 1m de altura ni mayor a 1.50m de la parte superior del termo-tanque del colector solar, de acuerdo las especificaciones de instalación recomiendan esa distancia, de preferencia se recomienda que deba quedar a la altura de la parte superior del termo-tanque como se ve en la Figura 4.1.



Figura 4.1 Fotografía de la ubicación del tinaco, con el colector solar (EcoVITA, 2015)

El calentador solar que se consideró para calentar el agua, fue de uno de tantas marcas que existen en el mercado llamada emprosol. Se eligió simplemente esta marca, para poder referenciar las características que se están manejando en el mercado.

El calentador solar se conforma de:

- Una estructura en acero inoxidable
- El termo-tanque está diseñado para soportar una alta presión operativa de hasta 3 kg/cm^2
- Poliuretano inyectado de alta densidad con 55mm de espesor para crear el termo-tanque
- Reflectores en aluminio
- Colector solar, son los tubos de borosilicato, resistente al granizo de hasta 2.5mm
- Temperaturas que alcanza este calentador solar son de hasta 90°C en verano, en invierno 50°C , con un promedio anual de 70°C
- Calienta aun en días nublados, conservan el agua caliente durante toda la noche con pérdidas de 1°C cada 24 horas.

a) Dimensiones Generales del colector solar

Las dimensiones que maneja la marca emprosol para su calentador solar de 300 litros es de, 2.30 metros de largo por 2.60 metros de ancho por 0.98 metros de altura y la área que ocupa es de 5.98 m^2 como se muestra en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2 Dimensiones del calentador solar de 300 litros (Emprosol, 2015)

Largo	2.30 m
Ancho	2.60 m
Altura	0.98 m
Área	5.98 m ²

Las especificaciones que tiene la ficha técnica del colector solar, son las que se muestran en la Tabla 4.3. La capacidad que puede almacenar el colector solar es de 300 litros, su presión máxima de operación es de 3 kg, el peso del equipo antes de estar en operación es de 95 kg y ya en operación tendrá un peso de 395 kg. La tubería de entrada y de salida del colector solar es de 3/4" de pulgada, el diámetro exterior del termo-tanque es de 470 mm, el material del cual está compuesto el termo-tanque es de un acero inoxidable 304-BA grado alimenticio, su espesor de lamina es de 1.5 mm y el diámetro interior del termo-tanque es de 415 mm.

En la Figura 4.2 se muestra una fotografía del termo-tanque, que es donde se estará almacenando el agua caliente, al ser calentada a través de los tubos que serán los que captaran la energía solar para poder transferirla al termo-tanque, a través de los orificios que vienen en la Figura 4.3.

Tabla 4.3 Especificaciones del colector solar heat-pipe (Emprosol, 2015)

Capacidad nominal del equipo	300 Litros
Presión máxima de operación	3 kg
Peso del equipo	95 kg
Peso del equipo en operación	395 kg
Diámetro tubería entrada	3/4"
Diámetro tubería salida	3/4"
Diámetro tubería jarro de aire	3/4 "
Diámetro exterior del termo-tanque	470 mm
Material del termo-tanque exterior	Acero inoxidable SUS 304-BA
Espesor lamina tanque exterior	1.5 mm
Diámetro interior del termo-tanque	415 mm
Material del termo-tanque	Acero inoxidable grado alimenticio SUS 304-2B
Espesor de lámina tanque (interior)	0.4 mm
Material aislante	Poliuretano inyectado de alta densidad
Espesor material aislante	55 mm
Material estructura	Acero inoxidable
Material panel reflector	Aluminio

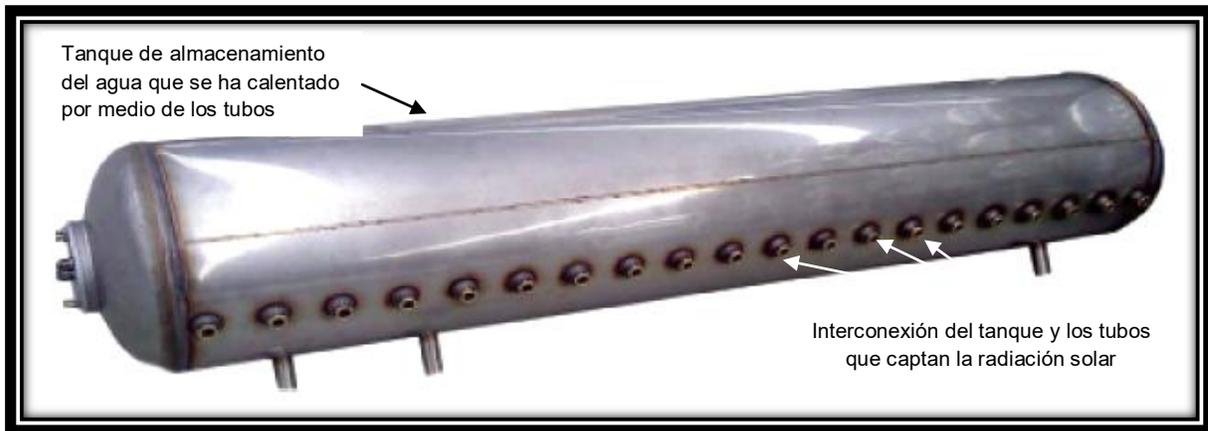


Figura 4.2 Fotografía del tanque interno para el colector solar heat-pipe (Emprosol, 2015)

b) Especificaciones de los tubos del calentador solar

En la Tabla 4.4 se muestran las especificaciones y datos técnicos de los tubos del colector solar, que serán los que captarán la energía solar. Y en la Figura 4.4 se muestra el colector solar completo, con todas las características que se mencionaron.

Tabla 4.4 Especificaciones de los tubos del colector solar (Emprosol, 2015)

Numero de tubos	30
Material	Cristal borosilicato
Longitud/diámetro	1800 mm / 58 mm
Pared interna/externa	1.6 mm / 1.7 mm
Recubrimiento	Nitrito de aluminio
Expansión térmica	$3.3 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}$
Coefficiente de absorción	>93%
Coefficiente lineal de pérdidas	$\leq .8 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Emisividad térmica	$\leq 6\% \text{ } 8 \text{ } ^\circ$
Presión entre tubos (vacío)	$5 \times 10^{-3} \text{ Pa}$
Resistencia a la presión	0.8 MPa (0.56 kg/cm ²)
Tolerancia al congelamiento	-30°C
Resistencia al granizo	Granizo hasta 25 mm
Temperatura de arranque	$\leq 5^\circ$



Figura 4. 3 Fotografía del colector heat-pipe de 300L (Emprosol, 2015)

El beneficio del termo-tanque es que por la noche el colector no recibe radiación solar, pero el termo-tanque conserva acumulada el agua caliente del día. Los días nublados o lluviosos la eficiencia del colector solar bajará calentando en menor medida el agua. Para evitar la pérdida de agua caliente debido a la falta de radiación, se puede utilizar un sistema mixto (solar-eléctrico), de esta forma se instala en el termo-tanque una resistencia eléctrica, la cual se muestra en la Figura 4.4, la cual funcionará cuando la temperatura del agua este por debajo de los niveles prefijados. Dentro del termo-tanque se coloca una resistencia de 2 **kW** más un termostato que controlará el encendido y apagado de la resistencia eléctrica.

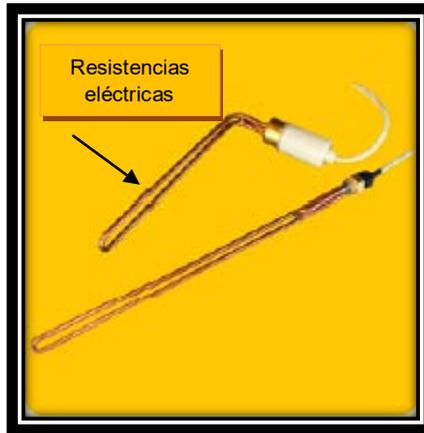


Figura 4. 4 Fotografía del sistema auxiliar, cuando el colector solar no recibe radiación solar, una resistencia eléctrica (Horizon Energía, 2015)

4.3.1 Diseño mecánico del recipiente a presión

Para un buen diseño del intercambiador de calor, fue necesario tomar en cuenta, los datos que a continuación se muestran.

Parámetros de diseño:

- P_o = presión de operación, (**kPa**)
- T_o = Temperatura de operación, ($^{\circ}\text{C}$)
- P = Presión de diseño, (kPa)
- T_d = Temperatura de diseño
- V = Volumen de diseño, (m^3)
- C = Margen de corrosión, ($1/8''$ - 3.175mm)
- E = Eficiencia de soldadura
- P_h = Presión hidrostática, (**kPa**)
- P_{atm} = 101,325 Pa
- ρ_{aceite} = Densidad del aceite reciclado, 930 kg/m^3
- $\rho_{biodiésel}$ = Densidad del biodiésel, 880 kg/m^3
- ρ_{agua} = Densidad del agua, $1,000 \text{ kg/m}^3$

Temperatura de diseño

Se toma la temperatura crítica del material y como trabajará a una temperatura mucho menor a esa temperatura, no existirá problemas con respecto a la temperatura.

$$T_d = 925^{\circ}\text{C}$$

4.3.2 Material para el recipiente y serpentín helicoidal

En la Tabla 4.5 se muestran las propiedades mecánicas del acero inoxidable, ya que será necesario tomar en cuenta estos valores para el diseño.

Tabla 4.5 Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304 (NAS, 2010)

AISI-304	Resistencia Max.	Resistencia a la fluencia	Elongación	Módulo de elasticidad
Acero Inoxidable	585 MPa (85ksi)	240 MPa (35ksi)	40 %	200 GPa (29,000ksi)

4.3.3 Margen de corrosión

Para recipientes en los que es predecible el desgaste por corrosión, la vida de operación estará en función del margen elegido por el diseñador. Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año, generalmente es satisfactorio para recipientes y tuberías (Mejía y Reyes, 2008).

Para la construcción del recipiente es necesario determinar el diámetro. Y el método para determinar el diámetro óptimo del recipiente, se utiliza la siguiente ecuación 4.5 para obtener un factor.

Cálculo del valor de F:

$$F = \frac{P}{CSE} \quad (4.5)$$

Dónde:

P= presión de diseño, Pa

C= corrosión máxima permitida, mm

S= valor del esfuerzo del material, Pa

E= eficiencia de soldadura

Como se está diseñando un recipiente vertical, debe tomarse en cuenta la presión hidrostática, para poder determinar la presión de diseño, debido a que ejerce una presión el fluido sobre el recipiente. La densidad que se utilizó para determinar la presión hidrostática fue la del aceite reciclado debido a que es el fluido que estará en contacto con el recipiente antes del proceso de la transesterificación, tomando en cuenta que la densidad del producto que viene siendo el biodiésel, su densidad es menor que la del aceite reciclado. Por lo tanto se puede utilizar la densidad mayor para determinar la presión hidrostática.

La ecuación que menciona el código ASME Sección VIII división I, para determinar la presión del fluido sobre el recipiente es:

$$P_h = \rho h \quad (4.6)$$

Dónde:

ρ = densidad del aceite reciclado kg/m^3)

$h = 2 \text{ m}$

Se está considerando el valor de $h=2\text{m}$ debido a que se estima la altura máxima que tendría el fluido en el recipiente.

Sustituyendo:

$$P_h = \rho_{\text{aceite}} gh = (930 \text{ kg/m}^3) (2 \text{ m}) = 1.86 \text{ kPa}$$

La presión de operación será:

$$P = 1 \text{ atm} - 101.325 \text{ kPa}$$

$$101.325 \text{ KPa} - 14.69 \text{ lb/in}^2$$

La presión de diseño se obtuvo de la siguiente ecuación.

$$\text{Si } P_o \leq 3 \text{ lb/pulg}^2$$

$$P = (P_o + P_h) + 30 \text{ lb/pulg}^2 \quad (4.7)$$

Sustituyendo valores.

$$P = (P_o + P_h) + 30 \text{ lb/in}^2$$

$$P = (14.69 + 0.26) \text{ lb/in}^2 + 30 \text{ lb/in}^2 = 44.95 \text{ lb/in}^2$$

Tabla 4.6 Valores en sistema inglés y sistema internacional de las condiciones del diseño

	Sistema Ingles	Sistema Internacional
P=Presión de diseño	44.95 lb/in ²	310.02 kPa
S=Esfuerzo permitido del material	35,000 lb/in ²	240 MPa
C=margen de corrosión	1/8" in	3.175 mm
E=eficiencia de soldadura	0.85	0.85

Sustituyendo en la ecuación (4.13)

$$F = \frac{44.95 \text{ lb/in}^2}{(0.125 \text{ in})(35,000 \text{ lb/in}^2)(0.85)} = 0.01$$

Una vez que se determinó el valor de F se recurrió a la Figura 4.5 para determinar el diámetro del recipiente, en función del volumen del recipiente y el valor de F. Es necesario tener el valor del volumen del recipiente en ft³, debido a que la tabla está en el sistema inglés, y por lo tanto el valor del diámetro será obtenido en ft. Posteriormente se hará la conversión al sistema métrico, para trabajar los cálculos en el sistema métrico.

Se manejaron tres volúmenes de almacenamiento, debido a que se analizó la opción de tener un solo recipiente o dividir la cantidad en varios recipientes para su calentamiento:

$$V = 0.5 \text{ m}^3 - 17.65 \text{ ft}^3$$

$$V = 1 \text{ m}^3 - 35.31 \text{ ft}^3$$

$$V = 2 \text{ m}^3 - 70.62 \text{ ft}^3$$

a) Diámetro del recipiente

Después de haber utilizado el factor F= 0.01 y considerando los volúmenes que se pudieran utilizar para el diseño del recipiente, se determinaron los diámetros de los recipientes con la ayuda de la Figura 4.5

$$D_1 = 2.6 \text{ ft.} - 0.80 \text{ m}$$

$$D_2 = 3.2 \text{ ft.} - 0.97 \text{ m}$$

$$D_3 = 4 \text{ ft.} - 1.21 \text{ m}$$

b) Longitud del recipiente

Una vez determinados los valores de los diámetros del recipiente, se prosiguió a determinar la longitud del recipiente con la ecuación 4.8.

$$L = \frac{4V}{\pi D^2} \quad (4.8)$$

Dónde:

L= longitud del recipiente

V= volumen del recipiente

D= diámetro del recipiente

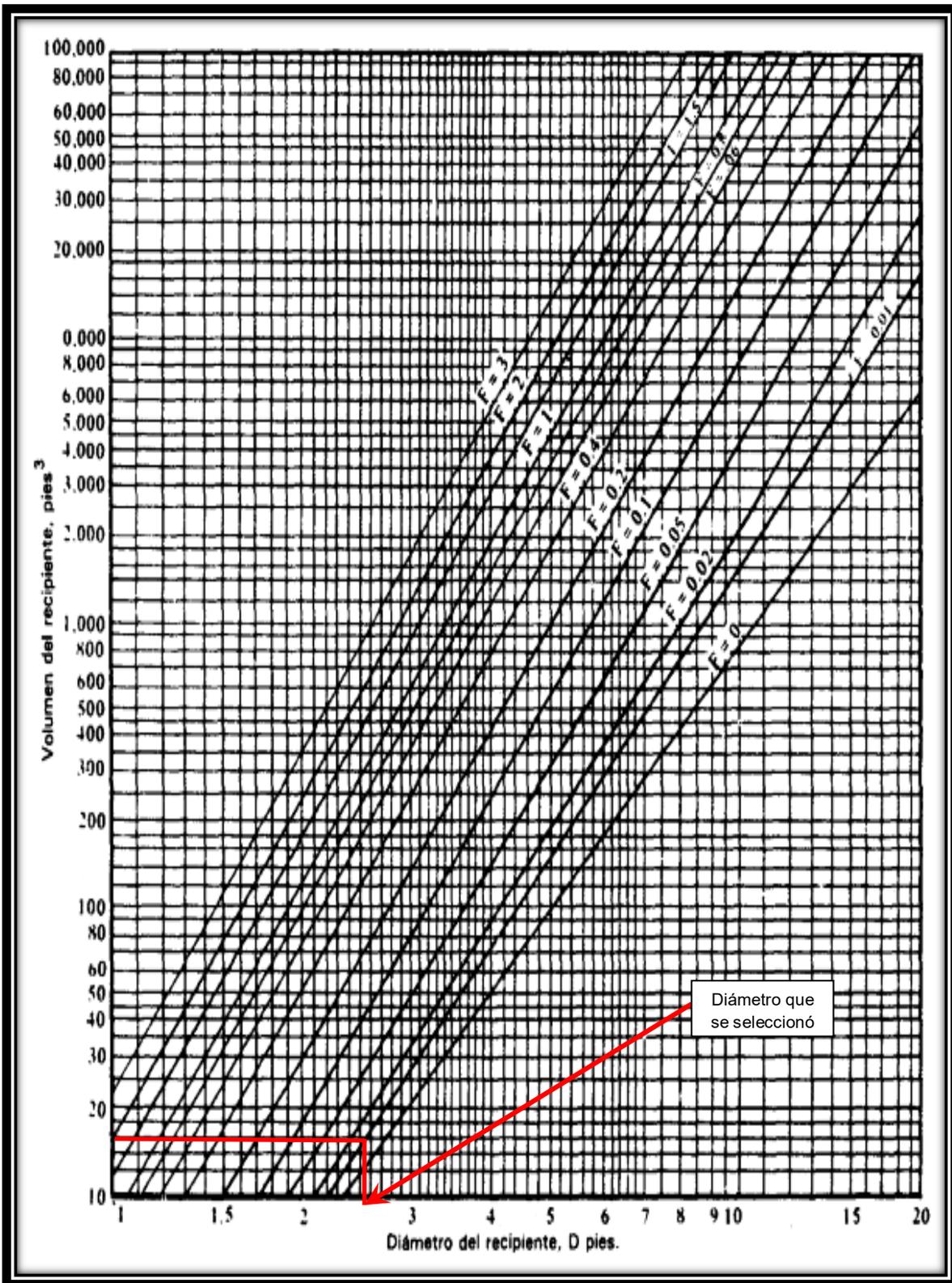


Figura 4.5 Grafica para determinar el diámetro del recipiente (Megyesy, 1992)

Sustituyendo valores en la ecuación (4.8)

$$L = \frac{4(2 \text{ m}^3)}{\pi(1.21 \text{ m})^2} = 1.73 \text{ m}$$

c) Espesor del recipiente por presión interna

Después de haber calculado el diámetro y la longitud del recipiente, se prosiguió a calcular el espesor del recipiente:

$$t = \frac{PR}{SE - .6P} \quad (4.5) \quad (4.9)$$

Dónde:

P= presión de diseño (kPa)

R= radio del recipiente (m)

S= valor del esfuerzo del material (kPa)

E= eficiencia de soldadura

$$t_c = \frac{(310.02 \text{ KPa})(0.4 \text{ m})}{(240 \text{ MPa})(0.85) - .6(310.02 \text{ KPa})} = 5.61 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$t_c = 0.56 \text{ mm}$$

Al valor que se obtuvo de la ecuación con respecto al espesor del recipiente, se le agregó el margen de corrosión máximo permitido, para tener el valor real del espesor:

$$t = t_c + c \quad (4.10)$$

$$t = 0.56 \text{ mm} + 3.17 \text{ mm} = 3.87 \text{ mm}$$

En la Tabla 4.7 se muestran los valores que puede tener el recipiente, dependiendo el volumen de litros que se necesite almacenar. Esto considerando que el calentamiento de los 2,000L puede ser por lotes o en un solo contenedor.

Tabla 4.7 Resultados de las medidas de los diferentes valores que podrían utilizarse para calentar el aceite reciclado, con respecto a su volumen

Volumen	Diámetro m	Longitud m	t mm
0.5m³ -17.65ft³	0.80 m	1.00 m	3.73 mm
1 m³ -35.31 ft³	1.00 m	1.35 m	3.87 mm
2 m³ - 70.62 ft³	1.20 m	1.73 m	4.00 mm

En la Figura 4.6 se ve el diámetro del recipiente y el diámetro con el espesor que tendrá el recipiente, de acuerdo a los parámetros que se utilizaron para el diseño.

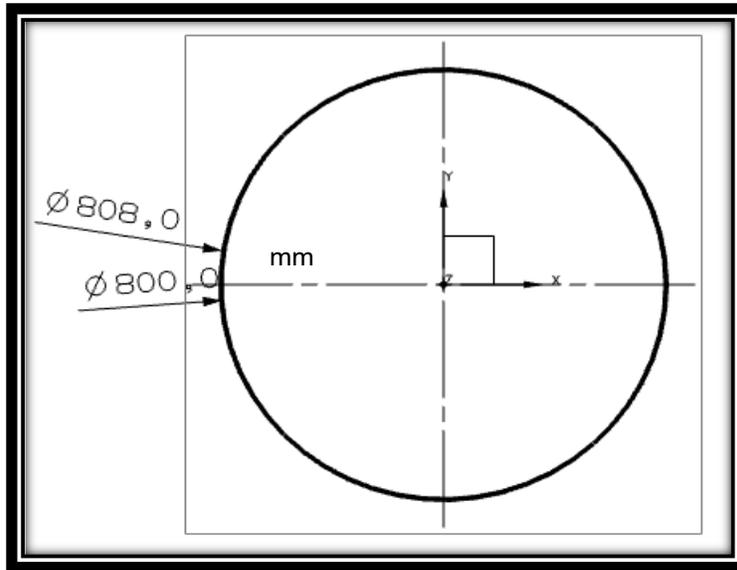


Figura 4. 6 Dibujo del diámetro del recipiente a presión con su espesor las unidades están milímetros

d) Volumen de operación del recipiente almacenador de aceite vegetal

De acuerdo a la (NOM-020, 2011), los recipientes por seguridad deben estar llenos como máximo al 80% de su capacidad, por lo que es necesario tomar en cuenta. Con los cálculos que se realizaron para determinar el diámetro del recipiente para almacenar 2,000L de aceite reciclado, se observó que para almacenar esa cantidad se necesitaría diseñar un recipiente muy grande, por lo que se optó por diseñar un recipiente que contenga una capacidad de 500L para que el recipiente no tenga dimensiones muy grandes y los 2,000L se calienten por lotes de 500L. El volumen de diseño considerando lo anterior será de: $V_d = 0.5 \text{ m}^3$ y el volumen de operación, considerando el 80% de su capacidad será:

$$V_o = (.5 \text{ m}^3)(.80) = .4 \text{ m}^3 \quad (4.11)$$

En la Tabla 4.8 se muestran las condiciones de operación y diseño a las cuales se diseñó el recipiente

Tabla 4. 8 Valores de operación y diseño del recipiente del aceite vegetal

	Presión kPa	Temperatura °C	Volumen m ³
Valor de Operación	101.32	60	0.5
Valor de Diseño	310.02	85	0.4

4.3.4 Diseño de la tapa del recipiente del intercambiador de calor

Las tapas que se seleccionaron para el recipiente fueron *toriesféricas*. Por lo tanto, los parámetros que se necesitaron para el diseño de la tapa fueron:

- P= presión de diseño
- D= diámetro interior del casco
- S= esfuerzo máximo del material
- C= margen por corrosión, 3.175mm

Espesor mínimo para la tapa *toriesférica*:

$$t = \frac{0.855PR}{SE - 0.1P} \quad (4.12)$$

$$t = \frac{0.855(326.40 \text{ kPa})(0.40 \text{ m})}{(240 \text{ MPa})(.85) + 0.1(326.40 \text{ kPa})} = 5.4 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$t = 0.54 \text{ mm}$$

Al espesor obtenido se le suma el margen de corrosión, para obtener el espesor real que debe tener la cabeza del recipiente.

$$t_c = C + t \quad (4.13)$$

Dónde:

C= margen de corrosión, 3.175 mm

t=0.54 mm

$$t_c = 3.175 \text{ mm} + 0.54 \text{ mm} = 3.715 \text{ mm}$$

Presión máxima permitida de trabajo con el espesor obtenido:

$$P = \frac{2SEt}{D - 1.8t} = \frac{2(240 \text{ MPa})(0.85)(0.0037 \text{ m})}{0.8 - 1.8(0.0037 \text{ m})} = 1.90 \text{ MPa} \quad (4.14)$$

a) Cálculo de la altura del cabezal toriesférico del recipiente

En la Figura 4.7 se muestran las medidas que tendrán que ser obtenidas, para poder realizar el diseño de la tapa del recipiente del intercambiador de calor, que es donde estará en contacto el aceite vegetal reciclado.

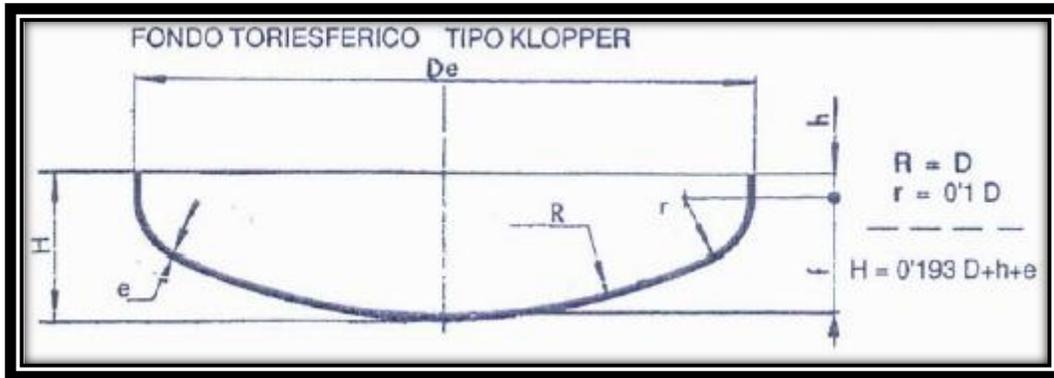


Figura 4. 7 Dibujo de la tapa *toriesférica* del recipiente que se diseñara (Manrique, 2006)

Dónde:

- $H=0.193D_i+h+e$ **(4.15)**
Es la altura que habrá de la tangente de la tapa al lado donde se conectara con el recipiente
- $h=3.50 \cdot e$; $e=t$ **(4.16)**
Es la distancia que existirá del lado donde se conectara la tapa, y empezara la curvatura para darle la forma *toriesférica*
- $r=0.1D_i$ **(4.17)**
Es el radio del chaflán
- $R=D_i$, el radio de curvatura del fondo *toriesférico*
- D_e = diámetro exterior del recipiente
- D_i = diámetro interior del recipiente

Posteriormente se sustituyeron los valores de las ecuaciones 4.15, 4.16 y 4.17.

$$H=0.193(.80m)+ 0.012m +0.0037 =0.167 \text{ [m]}$$

$$h=3.50 (0.0037m) =0.012$$

$$r=0.1 (.80m) =0.08 \text{ [m]}$$

En la Figura 4.8 se ve el diseño en 2D de la tapa toriesférica, del recipiente a presión, con los datos calculados anteriormente, en donde se toma el diámetro interior del recipiente.

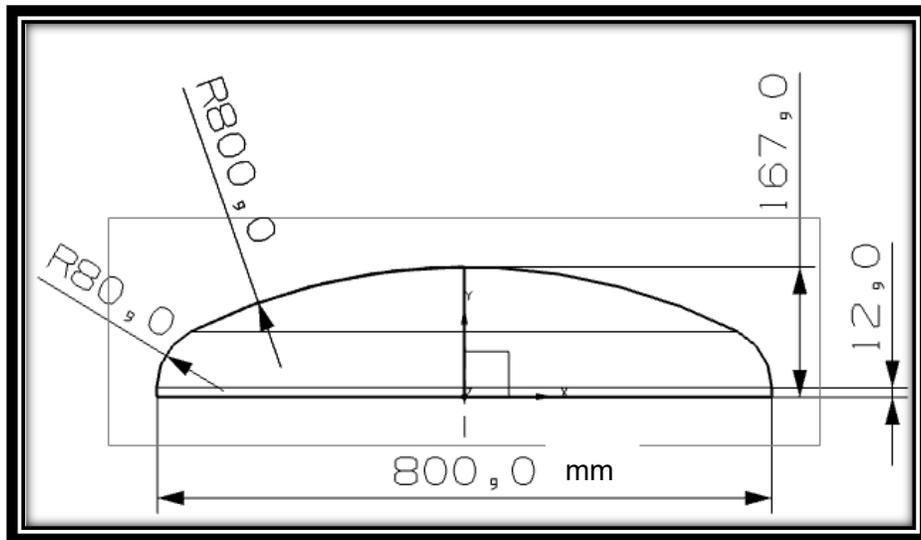


Figura 4.8 Dibujo de la tapa toriesférica con sus dimensiones en milímetros

En la Figura 4.9 se ve el modelo en 3D del diseño de la tapa toriesférica

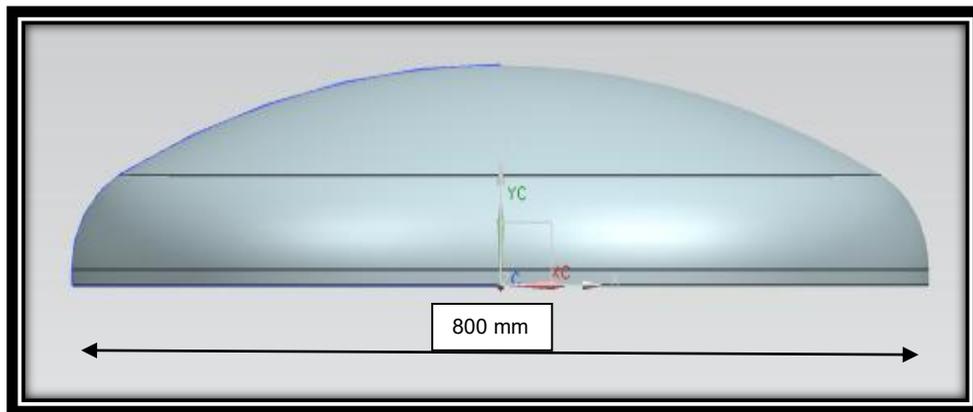


Figura 4.9 Modelo en 3D de la tapa toriesférica

b) Boquillas

Las boquillas que se proponen colocar para el recipiente a presión son las siguientes, el material debe ser el mismo, acero inoxidable 304.

- 2 boquillas de 3/4"
- 1 boquilla drenaje será de 1 1/2"
- 1 boquilla venteo será 1"
- 1 boquilla indicador de nivel de 1-1/2"

- 1 boquilla entrada del aceite ”
- 1 boquilla para el agitador será 3”

4.4 Diseño del intercambiador de calor como serpentín helicoidal

Para la realización del diseño del intercambiador de calor fue necesario considerar el diámetro del recipiente, debido a que con cálculos posteriores la longitud del recipiente cambiara, debido a que con cálculos del serpentín se podrá obtener la longitud real para el acomodo del serpentín. Se tomó el valor del diámetro obtenido en el diseño del recipiente para almacenar 500L.

El material que se propuso para el serpentín helicoidal, fue igual que el recipiente de acero inoxidable, debido a que es el material que no genera una reacción con el hidróxido de potasio o el metanol. Y tomando en cuenta que es el material que se usa para la generación del biodiésel.

Datos para el diseño del serpentín:

- D = diámetro interior del recipiente $D= 0.8$ m
- D_{he} = diámetro del hélice del serpentín $D_{he}= 0.7$ m

4.4.2 Diámetros de tubería para el diseño del serpentín

Al haber obtenido el balance de energía y haber obtenido la razón de transferencia de calor que debe existir en el intercambiador de calor. Fue necesario considerar el diámetro de la tubería con el cual se hará el serpentín, para realizar los cálculos necesarios para la transferencia de calor.

En la Tabla 4.9 se muestran 5 diferentes diámetros de tubería, para la realización del serpentín, debido a que se buscara el diámetro que sea el más adecuado para la mejor transferencia de calor. La Tabla 4.8 muestra datos importantes para el buen diseño del intercambiador de calor. Se seleccionó tubería de cedula 40 debido a que es el número de cedula con el cual se maneja en la industria. De acuerdo a las cedulas de tubería que se puede encontrar dentro de la industria, están especificadas en las normas ANSI B36.19 y ASTM A312, también se encuentran los datos de espesor de pared, peso aproximado y las diferentes presiones que existen dentro de las tuberías.

Tabla 4.9 Diámetros de tubería de acero inoxidable que existe en el mercado (IDASA, 2009)

D.N	Cedula	Espesor de pared (mm)	Diámetro exterior (mm)	Peso aproximado (kg/m)	Presión interior de trabajo (kg/cm ²)	Presión de ruptura (kg/cm ²)	Presión exterior de trabajo (kg/cm ²)
1"	40	3.38	33.40	2.55	205	1,165	102
3/4"	40	2.77	26.67	1.67	210	1,195	102
1/2"	40	2.77	21.34	1.29	270	1,530	145
3/8"	40	2.31	17.15	0.86	285	1,595	177
1/4"	40	2.24	13.72	0.81	350	1,980	225

Con datos que vienen en la Tabla 4.9, se tomaron los valores de diámetro exterior y espesor de pared, para realizar los cálculos para las dimensiones del serpentín helicoidal, que funcionará como intercambiador de calor. Para cálculos del serpentín helicoidal se tomó como apoyo el trabajo de Ramachandra y col. (1982).

En la Figura 4.10 se observa de una manera gráfica, las dimensiones que se obtuvieron para el diseño del serpentín helicoidal.

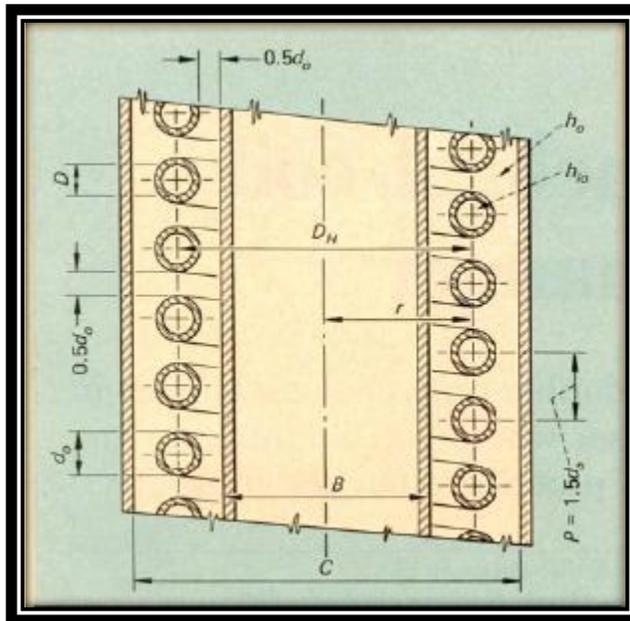


Figura 4.10 Dibujo de los parámetros necesarios para la realización del diseño del serpentín helicoidal (Ramachandra y col., 1982)

Primero se determinó la longitud del serpentín:

1. Longitud del tubo del serpentín helicoidal:

$$L = N\sqrt{(2\pi r)^2 + p} \quad (4.18)$$

Dónde:

N=número de vueltas del serpentín

r=radio de la línea central de la hélice a la línea central del serpentín

$$r = \frac{D_{he}}{2} [m]$$

D_{he} = diámetro del hélice, (70cm)

$p=1.5d_0$

d_0 = diámetro exterior del tubo

Sustituyendo valores en la ecuación 4.18

$$L = N\sqrt{(2\pi(.35))^2 + (.050)} = 2.21 N m$$

Se obtuvo el valor de la longitud del serpentín, pero como aún no se conocía el número de vueltas que llevara el serpentín, la letra "N" fue una constante que se llevó en los siguientes cálculos.

Se prosiguió a determinar el volumen que ocupara el serpentín dentro del recipiente y el volumen del ánulo, cabe mencionar, el ánulo es donde estará el aceite reciclado.

El volumen ocupado por el serpentín V_c será:

$$V_c = \frac{\pi}{4} d_0^2 L \quad (4.19)$$

Dónde:

d_0 =diámetro exterior del tubo

L=la longitud del serpentín

Sustituyendo valores:

$$V_c = \frac{\pi}{4} (0.033)^2 (2.21N) = 1.89 \times 10^{-3} N m^3$$

El volumen ocupado por el anulo V_a será:

$$V_a = \frac{\pi}{4} C^2 p N \quad (4.20)$$

Dónde:

C= el diámetro interior del recipiente

p=1.5d0

N=número de vueltas del serpentín

$$V_a = \frac{\pi}{4} (0.80)^2 (0.050) N = .025 N [m^3]$$

El volumen final V_f es:

$$V_f = V_a - V_c \quad (4.21)$$

$$V_f = 0.025 N - 1.89 \times 10^{-3} N = 0.023 N [m^3]$$

Al haber determinado el volumen final, que es el volumen disponible para el aceite dentro del recipiente, se prosiguió a calcular un diámetro equivalente.

$$D_e = \frac{4V_f}{\pi d_o L} = \frac{4(0.023 N)}{\pi(0.033)(2.21N)} = 0.401 m$$

El cual este diámetro equivalente, posteriormente se utilizó para determinar el coeficiente de convección que existe en el ánulo. En la Tabla 4.10 se muestran los valores obtenidos para los diferentes diámetros que se analizaron para el diseño del serpentín,

Tabla 4.10 Valores obtenidos para el diseño del serpentín helicoidal, para los diferentes diámetros que podrían utilizarse

D.N.	D. Ext.	L m	P=1.5d0 m	r m	V_f m^3	V_c m^3	$V_{a,a}$ m^3	D_e m
1"	0.033	2.21N	0.050	0.35	0.023N	0.0019N	0.025N	0.401
3/4"	0.027	2.21N	0.040	0.35	0.019N	0.0012N	0.020N	0.408
1/2"	0.021	2.21N	0.032	0.35	0.015N	0.0008N	0.016N	0.414
3/8"	0.017	2.20N	0.026	0.35	0.012N	0.0005N	0.013N	0.418
1/4"	0.014	2.20N	0.021	0.35	0.010N	0.0003N	0.010N	0.422

Después se prosiguió a la realización de cálculos, con las propiedades de los fluidos que vienen en la Tabla 4.1. Debido a que fue necesario determinar valores para la transferencia de calor. Utilizando el flujo másico que existirá en el serpentín helicoidal, se determinó la velocidad del agua a través del serpentín con la ecuación 4.22

La velocidad del agua a través del serpentín:

$$V = \frac{\dot{Q}}{\rho * A} \quad (4.22)$$

Dónde:

\dot{Q} = Flujo másico del agua, (Kg/s)

ρ = Densidad del agua, (Kg/m³), debido a que el fluido que pasará dentro del serpentín será el agua

$$A = \pi \left(\frac{D_{interior}}{2} \right)^2$$

Sustituyendo valores:

$$V = \frac{\dot{Q}}{\rho * A} = \frac{0.049 \frac{Kg}{s}}{965.74 \frac{Kg}{m^3} (5.31 \times 10^{-4} m^2)} = 0.096 m/s$$

Después de determinar la velocidad del agua dentro del serpentín, se determinó el número de Reynolds, con la siguiente ecuación:

$$R_e = \frac{D_{int} * v * \rho}{\mu} \quad (4.23)$$

Dónde:

D_{int} = diámetro interior, (m)

v = velocidad, (m/s)

ρ = densidad del agua, 965.74 (kg/m³)

μ = viscosidad dinámica, 0.135x10⁻³ (kg/m*s)

Sustituyendo valores:

$$R_e = \frac{D_{int} * v * \rho}{\mu} = \frac{(0.026 m)(0.101 \frac{m}{s})(965.74 \frac{kg}{m^3})}{0.000315 \frac{kg}{m*s}} = 7,687$$

Los cálculos anteriores se determinaron para ver qué tipo de flujo se desarrolla dentro de la tubería. Cabe mencionar, para que exista una mayor transferencia de calor es necesario tener un flujo turbulento dentro del tubo, debido a que la convección que se genera es mayor. Si cumple esta relación ($Re \geq 2,300$) se genera un flujo turbulento.

En la Tabla 4.11 se observan los resultados obtenidos para cada uno de los diámetros con los cuales se estuvo trabajando, y se observó que conforme el diámetro disminuye se genera un número de Reynolds mayor.

Tabla 4.11 Valores del Número de Reynolds, velocidad y flujo dentro de la tubería del serpentín helicoidal para los diferentes diámetros

D.N.	D _{int} (m)	Velocidad (m/s)	Flujo másico (kg/s)	Área (m ²)	Reynolds R _e
1"	0.026	0.096	0.049	5.31x10 ⁻⁴	7,687
3/4"	0.021	0.148	0.049	3.46x10 ⁻⁴	9,517
1/2"	0.015	0.290	0.049	1.77x10 ⁻⁴	13,324
3/8"	0.012	0.453	0.049	1.13x10 ⁻⁴	16,655
1/4"	0.009	0.805	0.049	6.36x10 ⁻⁵	22,207

Al ver que dentro de la tubería existirá un flujo turbulento, se continuó con la realización del diseño, con ayuda de los valores de la Tabla 4.12

Tabla 4.12 Propiedades térmicas del material y de los fluidos que interactuarán en el intercambiador de calor (Çengel, 2007)

	Densidad ρ (kg/m ³)	Calor específico C _p (J/kg·°C)	Conductividad térmica k (W/m·°C)	Difusividad térmica αx10 ⁻⁶ (m ² /s)
AISI 304	7,900	477	14.9	3.95
Agua	1,000	4,186	0.675	0.139x10 ⁻⁶
Aceite reciclado	930	2,000	0.168	-

4.4.3 Factor de convección interior

Fue necesario determinar el número de Prandtl y de Nusselt, para la obtención del coeficiente de convección exterior e interior. Debido a que existirán dos coeficientes de convección debido a que interactuarán dos fluidos en el intercambiador de calor, el coeficiente de convección interior, es del fluido que transferirá su energía al de menor temperatura, y el coeficiente de convección exterior es del fluido que absorberá la energía.

a) **Número de Prandtl**

El número de prandtl es un número a dimensional, donde se relaciona la conductividad térmica del agua, el calor específico del de agua y la viscosidad dinámica del agua.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{(0.315 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s})(4,186 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}})}{0.675 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}} = 1.95 \quad (4.24)$$

Dónde:

k= conductividad térmica del agua 0.675 W/m·°C

C_p=calor específico del agua: 4,186 J/kg·°C

μ= viscosidad dinámica del agua a 90°C: 0.315 · 10⁻³ m²/s

Como el fluido dentro del serpentín tiene un flujo turbulento, se determinó el número de Nusselt con la siguiente ecuación.

b) Número de Nusselt

El número de Nusselt es también un número adimensional, donde se relaciona el número de Reynolds y el número de Prandtl

$$Nu = \frac{h_i D}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4.25)$$

Dónde:

Re= Número de Reynolds

Pr= Número de Prandtl

Sustituyendo valores:

$$Nu = \frac{h_i D}{k} = 0.023(7,687)^{0.8}(1.95)^{0.4} = 38.58$$

Al obtener el número de Nusselt se despejó h_i y se obtuvo el coeficiente de calor por convección interior.

4.4.4 Coeficiente de transferencia de calor por convección (h_i)

$$h_i = \frac{k}{D} Nu \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad (4.26)$$

Dónde:

K= conductividad térmica W/m·°C

D=diámetro interior (m)

N_u= número de Nusselt

$$h_i = \frac{\left(0.675 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)}{(0.026 m)} (38.58) = 1,002 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Al tener el coeficiente de transferencia de calor, se le hace una corrección del coeficiente de convección, llamada corrección de coeficiente de convección de serpentín, con las siguientes ecuaciones.

$$h_{ic} = h_i \left[1 + 3.5 \left(\frac{D}{D_{he}} \right) \right] \quad (4.27)$$

Dónde:

D= es el diámetro interior del serpentín

D_{he}= es el diámetro del hélice (70cm)

d_o= diámetro exterior

$$h_{ic} = 1,002 \left[1 + 3.5 \left(\frac{0.026}{0.70} \right) \right] = 1,132 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h_c = h_{ic} \left(\frac{D}{d_o} \right) = 1,132 \left(\frac{0.027}{0.033} \right) = 881 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

En la Tabla 4.13 se observó que el coeficiente de transferencia de calor de convección aumenta conforme el diámetro del serpentín disminuye.

Tabla 4.13 Valores del coeficiente de convección interior dentro del serpentín helicoidal

D. N.	D. interior m	Re	Pr	Nu	k W/m·°C	h _i W/m ² ·°C	h _c W/m ² ·°C
1"	0.026	7,687	1.95	38.58	0.675	1,002	881
3/4"	0.021	9,517	1.95	45.77	0.675	1,471	1,280
1/2"	0.015	13,324	1.95	59.90	0.675	2,696	2,037
3/8"	0.012	16,655	1.95	71.61	0.675	4,028	2,988
1/4"	0.009	22,207	1.95	90.14	0.675	6,761	4,634

4.4.5 Coeficiente de calor de convección exterior

El coeficiente de convección exterior es el que se produce al interior del recipiente, es decir la convección que hay del aceite vegetal reciclado.

a) Número de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{(0.239 \frac{kg}{m \cdot s})(2,000 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C})}{0.168 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} = 2,845.23 \quad (4.28)$$

El coeficiente de convección se obtiene con las propiedades del fluido a calentar. Recordando conceptos de transferencia de calor, que existirá un flujo laminar cuando se cumple esta relación ($Re \leq 3,000$). Tomando como referencia lo anterior, se consideró un número de $Re=1,000$. Se propuso el número de Reynolds, considerando que el aceite dentro del recipiente se comportará como flujo laminar cuando se alcance una temperatura de $60^\circ C$.

b) Numero de Nusselt

La siguiente ecuación se utiliza para determinar el número de Nusselt para flujo laminar.

$$Nu = h_o \frac{D_e}{k} = 0.6 Re^{0.5} Pr^{0.31} \quad (4.29)$$

Dónde:

D_e = el diámetro equivalente

k =conductividad térmica del aceite

Pr = número de prandtl del aceite

Re = número de Reynolds

$$h_o \frac{D_e}{k} = 0.6(1,000)^{0.5}(2,845.23)^{0.31} = 223.32$$

Despejamos h_o :

$$h_o \frac{0.168 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{(0.401 m)} (223.32) = 94$$

En la Tabla 4.14 se muestran los valores del coeficiente de convección exterior, donde fue necesario utilizar los números a dimensionales de Reynolds, Prandtl y Nusselt para su obtención del coeficiente de convección exterior.

Tabla 4.14 Valores del coeficiente de convección exterior, fuera del serpentín helicoidal

D.N.	D. int. m	Re	Pr	Nu	k W/m·°C	De m	h _o W/m ² ·°C
1"	0.026	1,000	2,845	223.32	0.168	0.401	94
3/4"	0.021	1,000	2,845	223.32	0.168	0.408	92
1/2"	0.015	1,000	2,845	223.32	0.168	0.414	91
3/8"	0.012	1,000	2,845	223.32	0.168	0.418	90
1/4"	0.009	1,000	2,845.23	223.32	0.168	0.422	89

Después de haber obtenido los dos coeficientes de convección, se calculó el coeficiente global de transferencia de calor con la siguiente ecuación.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_o} + \frac{t}{k} + f_i \quad (4.30)$$

Dónde:

h_c= coeficiente de convección interior

h_o= coeficiente de convección exterior

t= espesor de pared de la tubería

k= conductividad térmica del material de la tubería $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

f_i= factor de incrustación de la tubería $0.0002 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{881 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + \frac{1}{94 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + \frac{0.00338 \text{ m}}{14.9 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} + 0.0002 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} = 0.0122 \left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]$$

$$U = \frac{1}{(0.0120 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W})} = 82 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Posteriormente se determinó la temperatura por diferencia media logarítmica, esta diferencia de temperaturas relaciona las temperaturas de entrada y de salida de los dos fluidos. La ecuación es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.31)$$

Dónde:

$$\Delta T_1 = T_{\text{Entrada, agua}} - T_{\text{Salida, aceite}} = 90^\circ C - 60^\circ C = 30^\circ C$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{Salida, agua}} - T_{\text{E,entrada, aceite}} = 40^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C} = 20^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{30 - 20}{\ln\left(\frac{30}{20}\right)} = 25^\circ\text{C}$$

Teniendo el coeficiente total U y ΔT_{ml} se puede determinar con la ecuación 4.32 el área total que necesita el serpentín para calentar los 500L de aceite reciclado.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \quad (4.32)$$

Sustituyendo valores y despejando A :

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{ml}} = \frac{10.25 \text{ kW}}{\left(82 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}\right)(25 \text{ C})} = 5.02 \text{ m}^2$$

Conociendo el valor del área que necesita el serpentín dentro del recipiente, se pudo obtener el número de vueltas que necesita el serpentín para calentar los 500L de aceite en el recipiente. El número de vueltas se obtuvo de la siguiente manera:

$$N = \frac{A}{\pi d_o \left(\frac{L}{N}\right)} \quad (4.33)$$

Dónde:

A = es el área que ocupara el serpentín

d_o = el diámetro exterior

L = longitud del serpentín

$$N = \frac{5.02 \text{ m}^2}{\pi(0.033 \text{ m})\left(\frac{2.21N \text{ m}}{N}\right)} = 22 \text{ vueltas}$$

La altura del cilindro para acomodar las 22 vueltas del serpentín es:

$$H = Np + d_o \quad (4.34)$$

Dónde:

N = número de vueltas

$p = 1.5d_o$

d_o = diámetro exterior del serpentín

Sustituyendo valores:

$$H = (22)(0.050) + (0.033) = 1.12 \text{ m}$$

En la Tabla 4.15 se muestran los valores del número de vueltas y la altura que necesita el serpentín para calentar los 500L. Dónde también se obtuvieron los valores del coeficiente global de transferencia U , la razón de transferencia de calor, el área de transferencia del serpentín (A), la longitud de la tubería del serpentín (L), el número de vueltas del serpentín (N) y la altura del serpentín helicoidal (H)

Tabla 4.15 Resultado del número de vueltas y de la altura del serpentín helicoidal

D.N.	D.ext. m	D.int. m	t m	U $W/m^2 \cdot ^\circ C$	ΔT_{ml} $^\circ C$	\dot{Q} Kw	A m^2	L m	N	H m
1"	0.033	0.026	0.0033	82	25	10,250	5.02	2.21N	22	1.12
3/4"	0.027	0.021	0.0027	83	25	10,250	4.94	2.21N	27	1.10
1/2"	0.021	0.015	0.0027	84	25	10,250	4.88	2.21N	33	1.08
3/8"	0.017	0.012	0.0023	84	25	10,250	4.85	2.20N	41	1.07
1/4"	0.014	0.009	0.0022	85	25	10,250	4.84	2.20N	51	1.06

De acuerdo al manual del ingeniero químico (Perry, 2001), los serpentines que son colocados dentro de un recipiente, se pueden colocar directamente sobre el fondo o elevarse a no más de 50.8 mm a 152 mm del fondo. La mayor parte de los serpentines están sujetos firmemente con abrazaderas (pero no soldados) a los soportes. En la Figura 4.11 se muestran cómo deben ser soportado el serpentín (Perry, 2001).

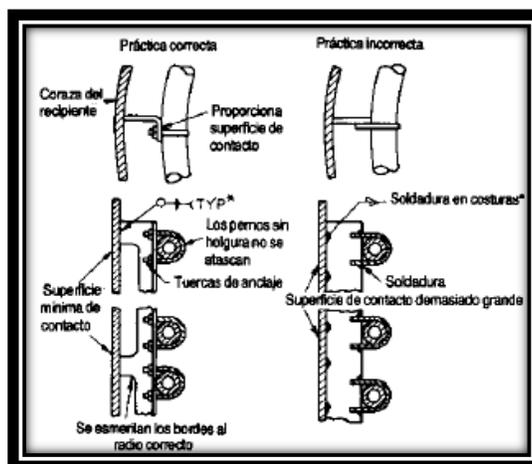


Figura 4.11 Sujeción del serpentín dentro del recipiente a presión (Perry, 2001)

Se muestra en la Fig. 4.12, el diseño final del serpentín helicoidal, hecho con un diámetro de tubería de 3/4". Aunque se podría utilizar cualquiera de los 5

diámetros propuestos, de acuerdo a los resultados que se obtuvieron. Pero se seleccionó el diámetro de $\frac{3}{4}$ " considerando que la alimentación del agua caliente vendrá del colector solar, y con la información del colector solar que se propuso para calentar el agua, viene con una salida de diámetro de $\frac{3}{4}$ ". En la Fig. 4.13 se muestra la distancia del serpentín helicoidal en milímetros y el paso $P=1.5d_o$. El paso es la distancia que existe en cada vuelta del serpentín helicoidal.

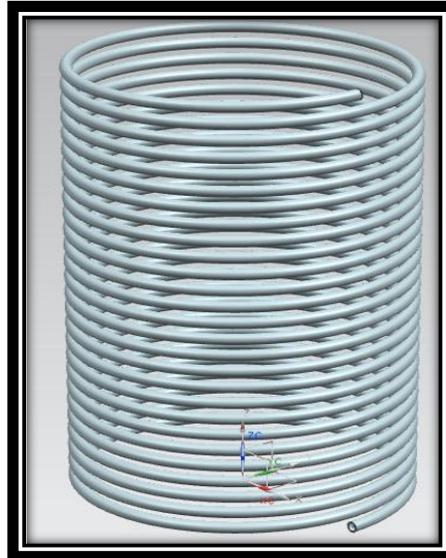


Figura 4.12 Modelo en 3D del serpentín helicoidal

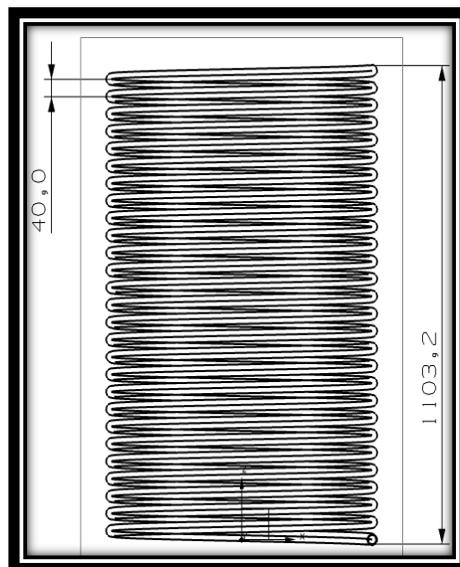


Figura 4.13 Dibujo del serpentín helicoidal con sus dimensiones en milímetros

En la Figura 4.14 se muestra el diámetro de la hélice del serpentín helicoidal, el cual es la línea central donde va el tubo. En la Fig. 4.15 se muestra el serpentín helicoidal dentro del recipiente, en donde se llevara la transferencia de calor, y en la parte lateral se observa la entrada y salida del serpentín helicoidal.

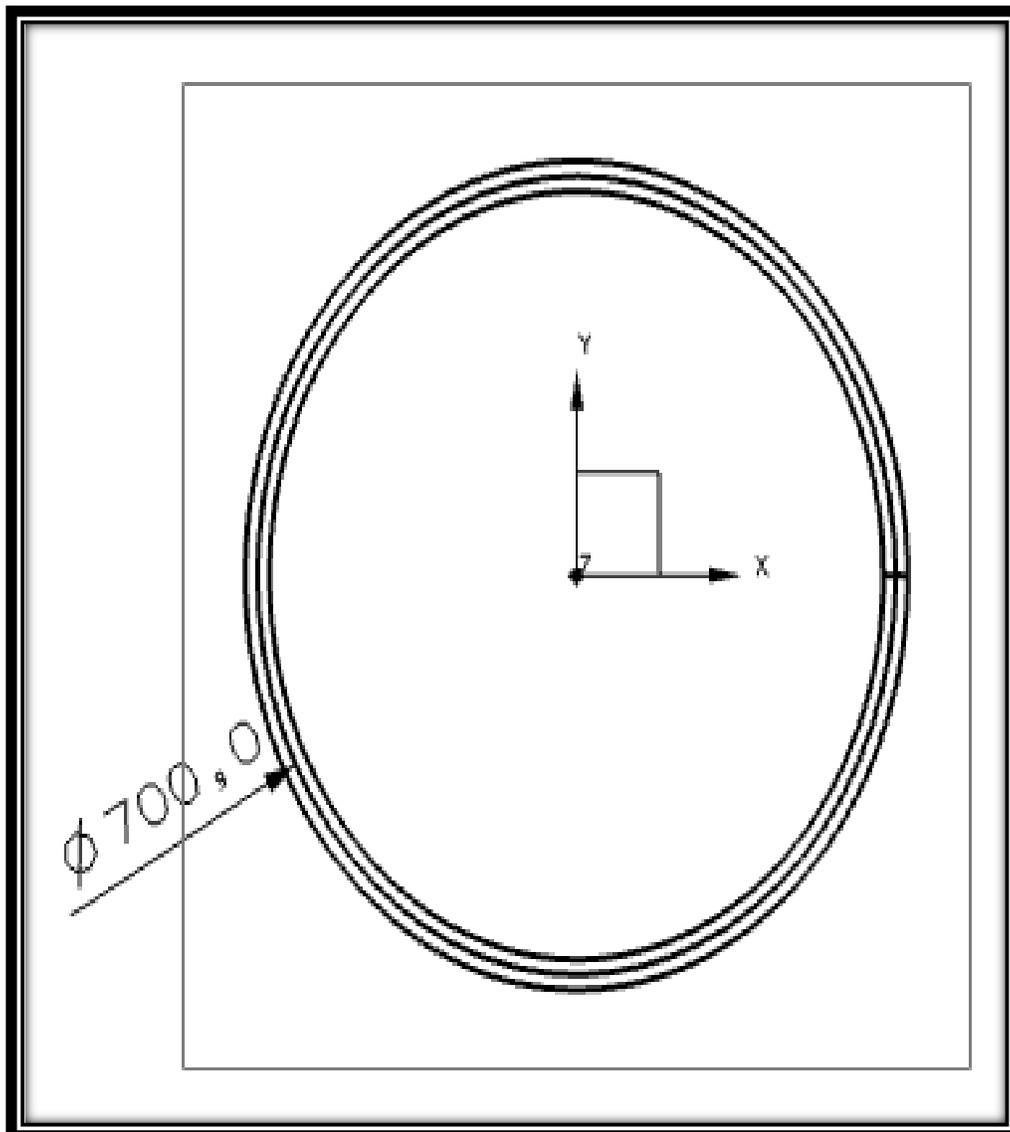


Figura 4. 14 Dibujo de la hélice del serpentín helicoidal dimensiones en milímetros

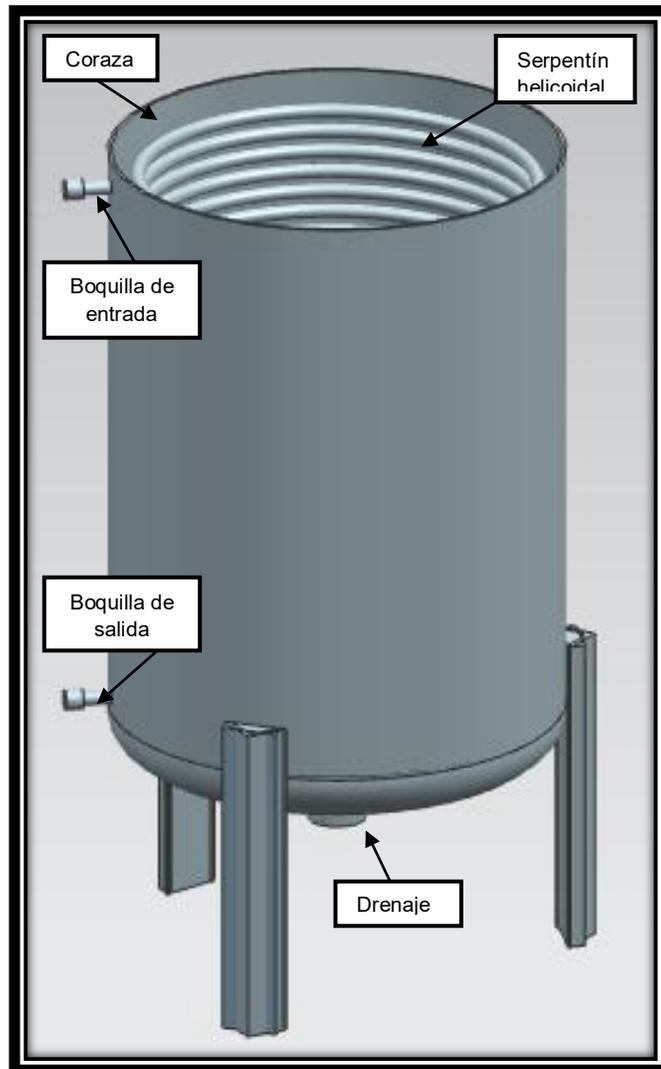


Figura 4. 15 Modelo en 3D del serpentín helicoidal dentro del recipiente

En la Figura 4.16 se muestra el diseño del intercambiador de calor terminado en milímetros, donde se proponen la ubicación de algunas boquillas para el intercambiador de calor, para la entrada del aceite reciclado en la parte superior y en la parte inferior la salida del aceite. En la parte lateral la entrada y salida del agua que será el fluido que transferirá su energía al aceite.

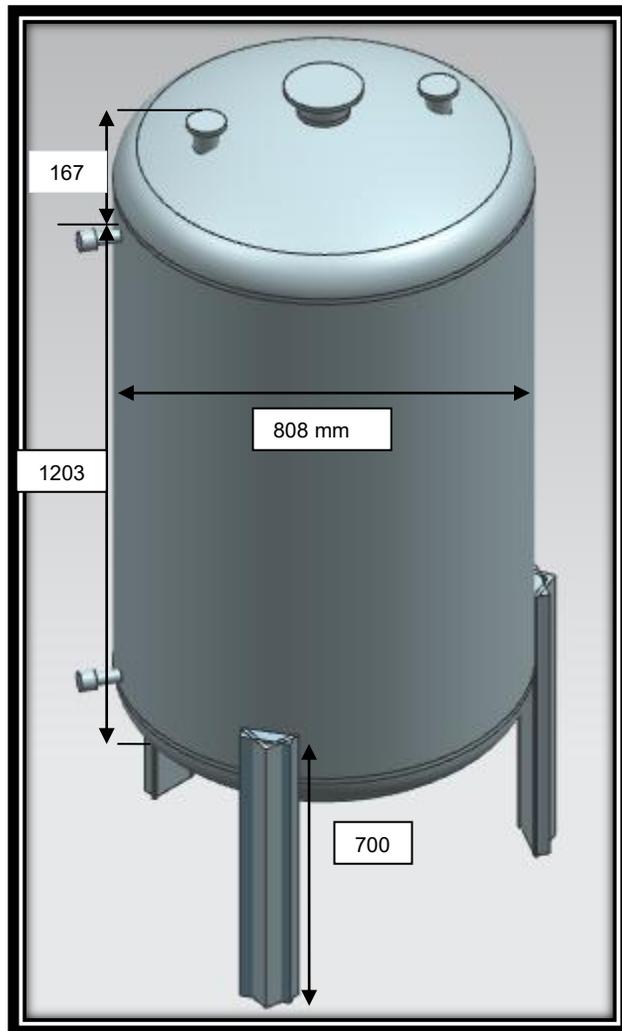


Figura 4. 16 Modelo en 3D del intercambiador de calor en milímetros

4.5 Propuesta de un agitador para el recipiente

Tomando en cuenta que el recipiente puede servir como reactor, se propuso un sistema de agitación para la mezcla del fluido, para el proceso de la transesterificación.

En la Figura 4.17 se observa el dibujo del tipo de agitador que pudiera ser útil para la mezcla de los reactivos, para la generación de biodiésel, en caso de que se decidiera llevar la transesterificación dentro del intercambiador de calor.

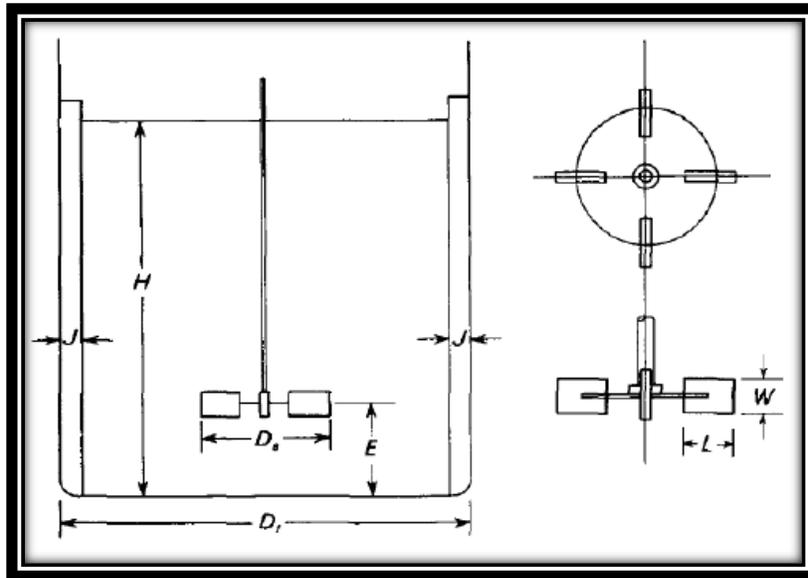


Figura 4. 17 Dibujo del agitador dentro del recipiente (Manrique, 2006)

Se propone utilizar una turbina de 6 palas, debido a que este tipo de agitador puede operar en un rango muy amplio de viscosidades. Con las siguientes relaciones se determinó el diámetro del agitador.

$$\frac{D_a}{D_t} = \frac{1}{3} \quad (4.35)$$

$$\frac{H}{D_t} = 1 \quad (4.36)$$

$$\frac{L}{D_a} = \frac{1}{4} \quad (4.37)$$

$$\frac{W}{D_a} = \frac{1}{5} \quad (4.38)$$

$$\frac{E}{D_t} = \frac{1}{3} \quad (4.39)$$

$$\frac{J}{D_t} = \frac{1}{12} \quad (4.40)$$

Dónde:

D_a = diámetro del agitador

D_t = diámetro del tanque o recipiente

H = altura del líquido en el recipiente

W =ancho de la pala

E = altura que debe tener el agitador con respecto al fondo del recipiente

D_d = diámetro del rodete

Tomando las relaciones mencionadas anteriormente, se utilizaron para determinar el diámetro, que será el adecuado para mezclar el aceite reciclado dentro del intercambiador de calor.

Se despejó D_a de la ecuación 4.35 para determinar el diámetro del agitador.

$$D_a = \frac{D_t}{3} = \frac{0.80}{3} = 0.26 \text{ m}$$

Posteriormente se desarrollaron los siguientes cálculos:

$$H = D_t = 0.80$$

a) La longitud de la pala.

$$L = \frac{D_a}{4} = \frac{(0.26)}{4} = 0.06 \text{ m} \quad (4.41)$$

b) Ancho de la pala.

$$W = \frac{D_a}{5} = \frac{0.26}{5} = 0.05 \text{ m} \quad (4.42)$$

c) Altura a la que debe estar el agitador con respecto al fondo del tanque

$$E = \frac{D_t}{3} = \frac{0.80}{3} = 0.26 \text{ m} \quad (4.43)$$

La ecuación 4.44 se utiliza para determinar el ancho de las placas deflectoras. Las placas deflectoras se utilizan para evitar remolinos o vórtices dentro del recipiente, debido a que los remolinos provocan aire. Pero considerando que dentro del recipiente estará el serpentín, funcionará como placa deflectora, considerando que las placas deflectoras funcionan para disminuir el vórtice que se genera dentro del recipiente.

$$J = \frac{D_t}{12} = \frac{0.80}{12} = 0.06 \text{ m} \quad (4.44)$$

Para determinar el diámetro del rodete (D_d) se obtuvo con la ecuación 4.45

$$D_d = D_a - L \quad (4.45)$$

$$D_d = 0.26 - 0.65 = 0.39 \text{ m}$$

Al haber determinado las dimensiones del agitador, se prosiguió a determinar el flujo que existirá dentro del recipiente con las dimensiones obtenidas. Con la ecuación 4.46 se determinó el número de Reynolds dentro del recipiente, que se provoca por el proceso de agitación.

$$N_{Re} = \frac{D_a^2 N \rho}{\mu} \quad (4.46)$$

Dónde:

N= velocidad de rotación, r/s

Da= diámetro del impulsor, m

ρ = densidad del aceite reciclado, kg/m³

μ = viscosidad, 0.239 [kg/m·s]

$$N_{Re} = \frac{(0.26 \text{ m})^2 (180 \text{ rpm}) (930 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})}{0.239 \text{ kg/m} \cdot \text{s}} = 47,348$$

Se observó que existirá un flujo turbulento dentro del recipiente, debido a que ($Re > 10,000$). Después, se calculó la potencia que se necesita para mover el fluido con la ecuación 4.47, en donde se utilizaron las Figuras 4.18 y 4.19 para tener el número de potencia de acuerdo al agitador.

$$N_p = \frac{P}{\rho N^3 D_a^5} \quad (4.47)$$

Dónde:

P= potencia transferida al fluido por el impulsor

ρ = densidad del liquido

N= revoluciones por segundo

D_a= diámetro del impulsor

N_p= número de potencia

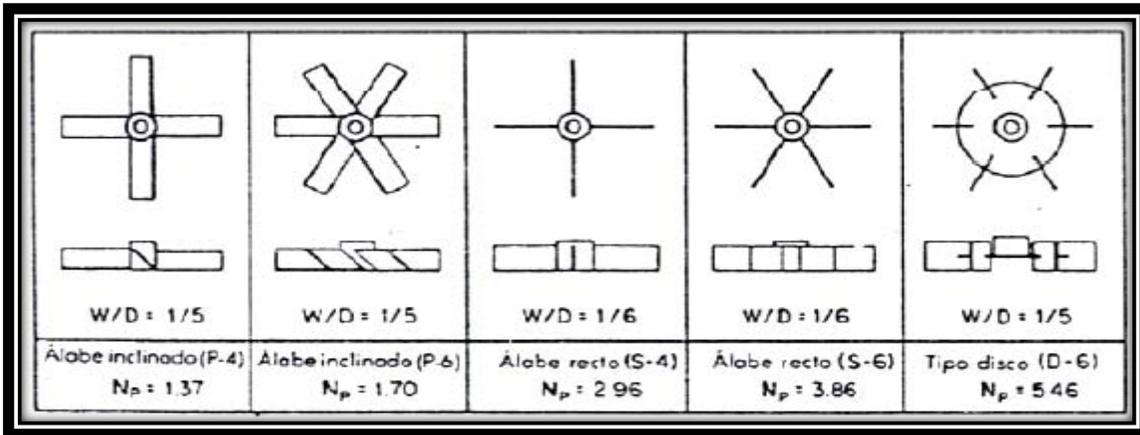


Figura 4. 18 Dibujo de las diferentes configuraciones de impulsores, con los valores de N_p en condiciones turbulentas (Chopey y Hicks, 1994)

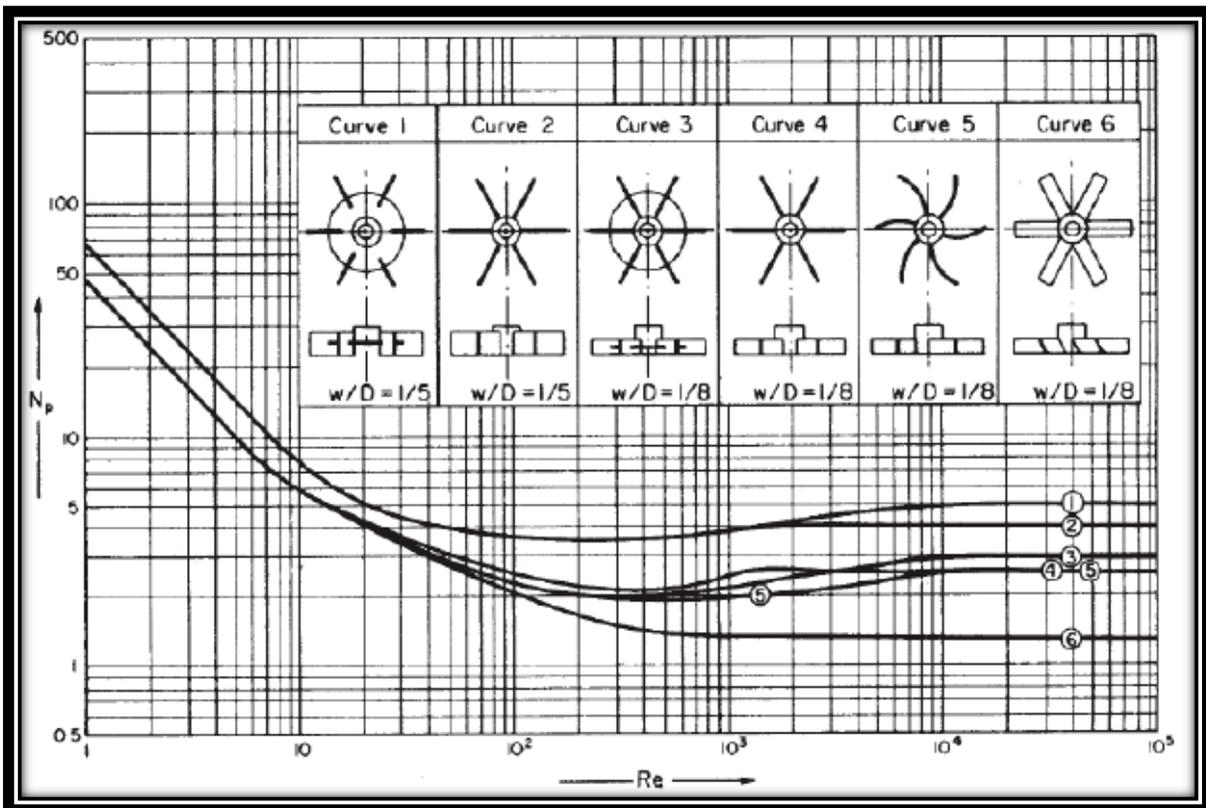


Figura 4.19 Diagrama del número de potencia para impulsores tipo turbina (Chopey y Hicks, 1994)

Despejando P de la ecuación 4.47

$$P = N_p \rho N^3 D_a^5 = (5.46) \left(930 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (3 \text{ rps})^3 (0.26 \text{ m})^5 = 162.90 \text{ W}$$

El valor que se obtuvo es la potencia requerida para mover el agitador dentro del intercambiador de calor. Después se determinó la potencia en Hp (caballos de fuerza), para saber que motor se utilizaría.

$$1\text{hp}=745.69 \text{ [W]}$$

$$H_p = P_w / 745.69 \quad (4.48)$$

$$H_p = 162.90 / 745.69 = 0.21 \text{ hp}$$

Con los cálculos realizados se recomienda utilizar un motor eléctrico de $\frac{1}{4}$ Hp.

4.6 Diseño de los soportes para el recipiente

Para el diseño de los soportes fueron tomados los siguientes parámetros y posteriormente se realizaron los cálculos necesarios.

- W_T = peso total del tanque, kg
- n =número de zapatas
- $q=W/n$, carga en cada zapata
- R =radio del tanque, $R=0.4$ m
- H =brazo de palanca de la carga
- $2A, 2B,$ = dimensiones de la placa de desgaste
- S =Esfuerzo del material (240 MPA)
- t = espesor del tanque

$$W_T = W_{\text{aceite}} + W_{\text{serpentín}} + W_{\text{recipiente vacío}} \quad (4.49)$$

$$W_{\text{aceite}} = \text{Peso del fluido contenido}$$

$$W_{\text{serpentín}} = \text{Peso del serpentín con el fluido (agua)}$$

$$W_{\text{recipiente vacío}} = \text{Peso del recipiente vacío}$$

Con la ecuación 4.50 se obtiene el volumen del recipiente

$$V_{rec} = 2 \left(\frac{\pi h^2}{3} (3r - h) \right) + \pi r^2 h \quad (4.50)$$

$$V_{rec} = \frac{\pi(0.16)^2}{3} (3(0.40) - (0.16)) + \pi(0.4)^2(1.2) = 0.65 \text{ m}^3$$

Al multiplicar el volumen del recipiente, por la densidad del aceite vegetal reciclado se obtiene el peso que tendrá el recipiente con el aceite

$$W_{\text{aceite}} = (V_{\text{rec}} \rho_{\text{aceite}}) = (0.65 \text{ m}^3)(930 \text{ kg/m}^3) = 605 \text{ kg} \quad (4.51)$$

De igual manera se obtiene el volumen del serpentín, para posteriormente multiplicarlo por la densidad del agua, que será el que estará dentro del serpentín para saber su peso que tendrá el serpentín cuando se encuentre lleno de agua.

$$V_{\text{serpentin}} = \pi r^2 L = \pi(0.021)^2(60) = 0.08 \text{ m}^3 \quad (4.52)$$

$$W_{\text{serpentin}} = (V_{\text{ser}} \rho_{\text{agua}}) = (0.08 \text{ m}^3)(1000 \text{ kg/m}^3) = 80 \text{ kg}$$

Se obtiene el peso del serpentín cuando se encuentra vacío, al multiplicar el volumen del serpentín por la densidad del material del cual estará hecho.

$$W_{\text{serpentin vacío}} = (0.13 - 0.08 \text{ m}^3) (7,900 \text{ kg/m}^3) = 395 \text{ kg}$$

$$W_{\text{recipiente vacío}} = (0.67 - 0.65 \text{ m}^3) (7,900 \text{ kg/m}^3) = 156 \text{ kg}$$

Donde:

- $\rho_{\text{acero 304}} = 7,900 \text{ kg/m}^3$ es la densidad del acero inoxidable

Después se realizó la suma del peso del serpentín, del recipiente y de los demás pesos que se obtuvieron para poder determinar el peso total.

$$W_t = 605 \text{ kg} + 80 \text{ kg} + 395 \text{ kg} + 156 \text{ kg} + 10 \text{ kg} = 1246 \text{ kg}$$

Al peso total se le agregó, el peso del motor, para el movimiento del agitador o mezclador, así que se consideró que tuviera un peso de 10 kg máximo.

Dando un factor de seguridad de, F.S=1.2

$$W_T = 1.2 (W_t) \quad (4.53)$$

$$W_T = 1.2 (1246 \text{ kg}) = 1,495 \text{ kg}$$

Después se determinó con la ecuación 4.54 la carga que va resistir cada uno de los apoyos. Se colocarán 3 apoyos para sostener el recipiente como se ve en la Figura 4.20. Cada apoyo estará a un ángulo de 120° para que la carga sea distribuida por partes iguales.

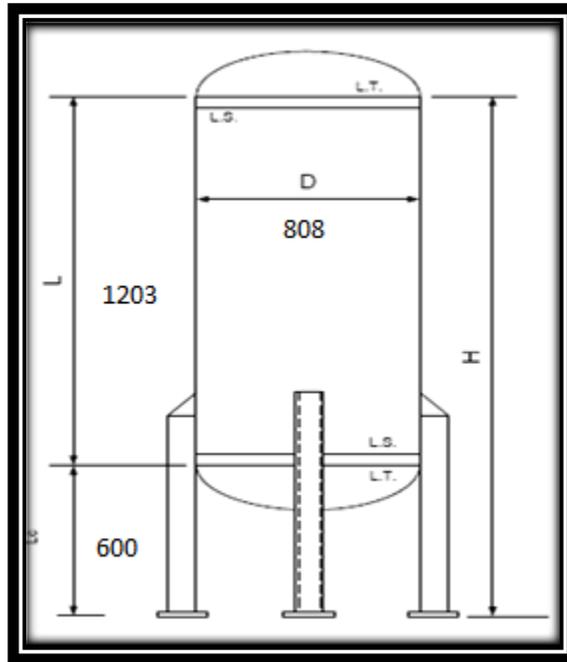


Figura 4.20 Dibujo del recipiente dado en milímetros con sus soportes

Después se calculó la carga que tendrá que resistir cada apoyo del recipiente, se utilizó la ecuación 4.54. donde L_c es la longitud del soporte y P_c es la reacción normal del soporte.

$$q = W_T/n = 1,495 \text{ kg}/3 = 498 \text{ kg} \quad (4.54)$$

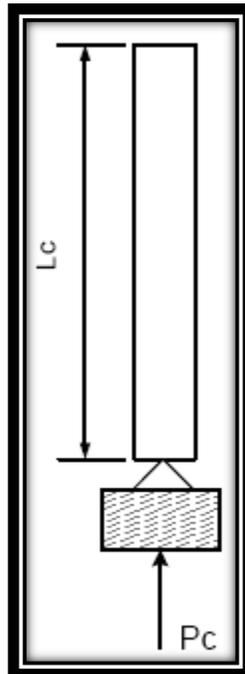


Figura 4.21 Dibujo de la reacción que existe para cada uno de los soportes

Posteriormente se seleccionó un perfil de ángulo como se ve en la Figura 4.22 para que sea el soporte del recipiente.

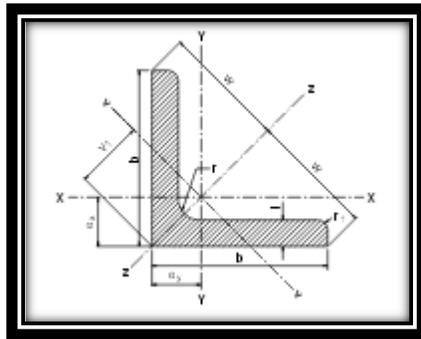


Figura 4.22 Dibujo del perfil de ángulo, para el soporte del recipiente (CIRSOC, 2005)

El material que se propuso para el diseño de los soportes fue de acero inoxidable 304L, debido a que es el material que usan para soportes de recipientes.

σ_y = Esfuerzo de Fluencia del material= 485 MPa

La designación comercial del perfil a utilizar es:

L3x3x3/8

La designación comercial es el nombre que recibe el perfil del acero, es decir, como se puede encontrar en el mercado industrial. Como en este caso el perfil a utilizar es el de ángulo. Tiene una "L" como primer termino para indicar la forma del perfil y despues tiene las medidas del perfil dadas en pulgadas.

Los siguientes valores se tomaron de la tabla de perfiles laminados y tubos estructurales CIRSOC (Centro de investigacion de los reglamentos nacionales de seguridad para las obras civiles) del sistema INTI, (Instituto Nacional de Tecnologia Industrial).

Dimensiones

b=76.2 mm

r=10 mm

r1=5 mm

t=9.5 mm

Área=13.64 cm²= 1.36x10⁻³ m²

El esfuerzo que existirá en cada soporte es:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{(498 \text{ kg})(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}{(1.36 \times 10^{-3} \text{ m}^2)} = 3.6 \text{ MPa} \quad (4.55)$$

$$\sigma_y \geq \sigma; \quad \sigma_y = 485 \text{ MPa}$$

Como el esfuerzo que estará ejerciendo el recipiente sobre el apoyo es menor que el esfuerzo del material, el perfil cumple para poder ser seleccionado para que sirva como apoyo.

4.7 Aislamiento del recipiente

Como se desea mantener la temperatura dentro del intercambiador de calor se propuso para el aislamiento térmico, poliuretano expandido, por sus siguientes características:

- Adherencia a cualquier superficie, sin necesidad de pegamentos o sujetadores.
- Baja conductividad térmica
- Reduce y economiza el uso de energía
- Prolonga vida útil de las estructuras tratadas
- Es el producto con mayor poder aislante que se conoce
- Actúa como amortiguador de vibraciones
- Durabilidad
- Alta resistencia de ácidos, aceite y solventes
- No necesita mantenimiento
- No corrosivo

Se utilizó la ecuación 4. 56 para determinar el espesor con el cual se puede trabajar para que no existan tantas pérdidas de calor al medio ambiente.

$$r_{cr} = \frac{k}{h} [m] \quad (4.56)$$

Dónde:

r_{cr} =espesor del material

K=Conductividad térmica del poliuretano, (0.024 W/m·°C)

h= coeficiente de convección del aire (5 W/m²·°C)

$$r_{cr} = \frac{0.024 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} = 0.0048 \text{ m} = 4.8 \text{ mm}$$

Al sustituir la r_{cr} en la ecuación 4.57, fue para determinar qué cantidad de energía se perdería en el sistema, se observó sería del 12% de la energía almacenada en el recipiente.

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{aislante} + R_{conv}} = \frac{T_1 - T_\infty}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} + \frac{1}{h(2\pi r_2 L)}} \quad (4.57)$$

$$\dot{Q} = \frac{60^\circ C - 20^\circ C}{\frac{\ln(0.809/0.804)}{2\pi(1.20 \text{ m})(0.024 \frac{W}{m \cdot ^\circ C})} + \frac{1}{(5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})(2\pi(0.809 \text{ m})(1.6 \text{ m}))}} = 1,339 \text{ W}$$

4.8 Factor de fricción

Este factor de fricción es necesario, para determinar la caída de presión en la tubería. Para obtener este factor existen dos formas de poder obtenerlo, por medio del diagrama de Moody o utilizando la ecuación de Colebrook. La solución de la ecuación no es muy sencilla, por lo cual fue necesario utilizar un programa de computación para encontrar la solución.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right] \quad (4.58)$$

Donde

f = factor de fricción

ε = rugosidad de tubos de acero inoxidable, (.002 mm)

D = diámetro interior del tubo

Re = Numero de Reynolds

4.9 Caída de presión

Con la siguiente ecuación se obtuvo la caída de presión en la tubería.

$$\Delta P = f \frac{L \rho V^2}{D} \quad (4.59)$$

Dónde:

f= factor de fricción

L= longitud del tubo

D= diámetro del tubo

V= velocidad del fluido

En la Tabla 4.16 se muestran los valores de la caída de presión y el factor de fricción que puede existir dentro de los diámetros que se analizaron para el diseño del intercambiador de calor. Ya que se tenga la ubicación del intercambiador de calor, será necesario determinar la bomba que se necesitará para bombear el fluido, y los valores de la caída de presión ayudaran para la selección de la bomba.

Tabla 4.16 Valores de la caída de presión en los diferentes diámetros, para el diseño del serpentín helicoidal

D.N.	Diámetro Interior m	Velocidad m/s	Reynolds Re	Rugosidad Relativa ϵ/D	Coefficiente de fricción f	Caída de Presión kPa
1"	0.026	0.096	7,686	7.69×10^{-5}	0.030	248
3/4"	0.021	0.148	9,517	9.52×10^{-5}	0.028	829
1/2"	0.015	0.290	13,324	1.33×10^{-5}	0.026	5,116
3/8"	0.012	0.453	16,655	1.67×10^{-5}	0.025	18,573
1/4"	0.009	0.805	22,206	2.22×10^{-5}	0.023	89,806

4.10 Resumen de los Resultados

Se consideró que el intercambiador de calor tuviera la capacidad de almacenar 500 litros de aceite comestible de desecho, en el cual dentro del recipiente esté el serpentín helicoidal, el cual será el que estará transfiriendo el calor al aceite vegetal de desecho.

Las condiciones de operación fueron las siguientes, la presión de diseño será de 310.02 kPa y la presión de operación de 1 atmósfera, el esfuerzo de fluencia del material es de 240 MPa, el margen de corrosión que se consideró fue de 1/8" de pulgada, y la eficiencia de soldadura de 0.85 como se muestra en la Tabla 4.17

Tabla 4.17 Condiciones de operación que se utilizaron para el diseño del recipiente donde se estará llevando la transferencia de calor

	Sistema Ingles	Sistema Internacional
P=Presión de diseño	44.95 Lb/in ²	310.02 kPa
P=Presión de operación	14.69 Lb/in ²	101.32 kPa
S=Esfuerzo de fluencia del material	35,000 Lb/in ²	240 MPa
C=margen de corrosión	1/8" in	3.17 [mm]
E=eficiencia de soldadura	0.85	0.85

Con base al volumen que se propuso, se obtuvo el diámetro del recipiente, el espesor del recipiente y también la longitud que debe tener el recipiente para la capacidad de los 500 litros de aceite vegetal de desecho, como se observa en la Tabla 4.18 y la Figura 4.23 no se consideró esa longitud debido a que no se sabía que altura tendría el serpentín helicoidal para que la transferencia de calor fuera la necesaria para calentar el aceite vegetal de desecho. Por lo tanto, la longitud del recipiente al considerar el serpentín helicoidal fue diferente a la que se había obtenido inicialmente cuando se calculó el diámetro del recipiente.

Tabla 4.18 Valores que se tomaron para el diseño de la coraza

Volumen	Diámetro m	Longitud m	t mm
0.5m³ –17.65ft³	0.80 m	1.20 m	4 mm

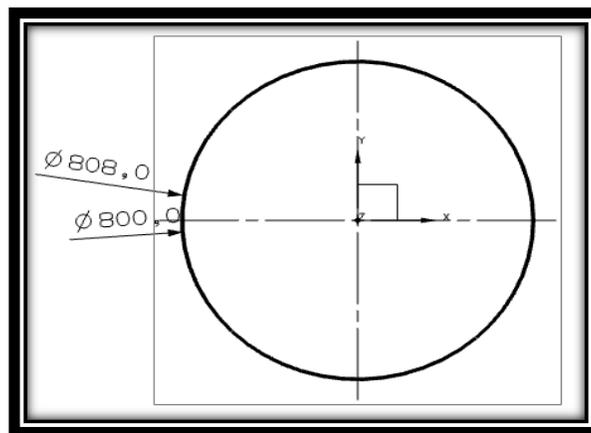


Figura 4.23 Dibujo del diámetro en milímetros con el que se diseñó el recipiente

Los valores con los cuales se diseñó la tapa se observan en la Tabla 4.19 y en la Figura 4.24 se observa el dibujo de la tapa toriésferica del recipiente (intercambiador de calor).

Tabla 4.19 Valores de la tapa toriésferica para el recipiente (intercambiador de calor)

	Dimensiones mm
H, altura de la tapa	166
h, distancia entre el chaflán y la conexión con el recipiente	12
r=radio del chaflán	80
R=D_i,	800
D_i= Diámetro interior	800
D_e=Diámetro exterior	808

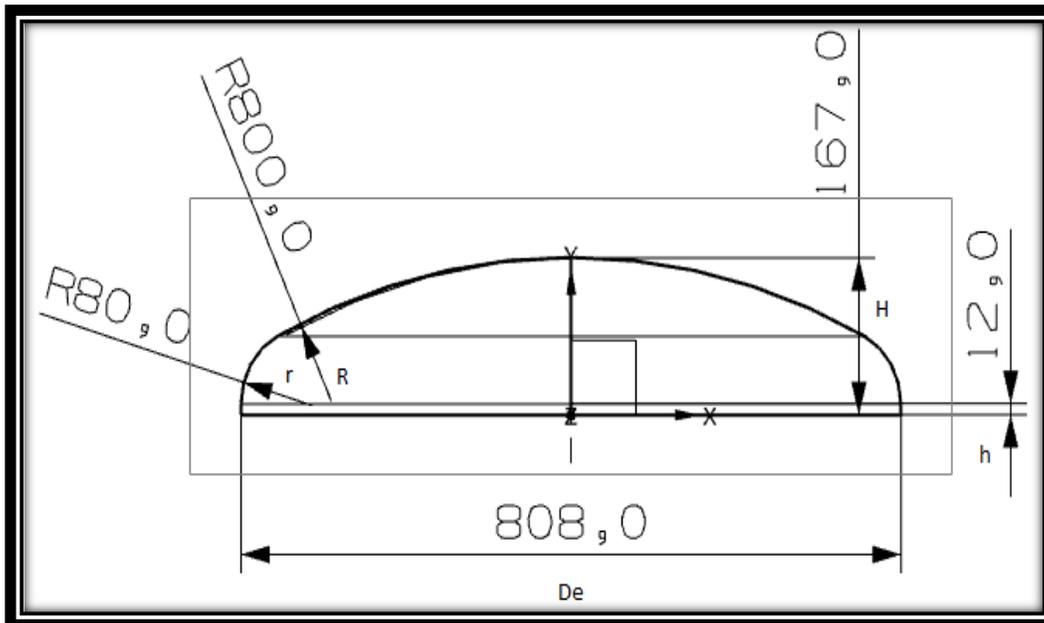


Figura 4.24 Dibujo de la tapa toriésferica del recipiente en milímetros (intercambiador de calor)

El diámetro que fue seleccionado para el diseño del serpentín helicoidal fue $\frac{3}{4}$ ". Con este diámetro fueron realizados los cálculos necesarios para el diseño del serpentín, además se obtuvieron los valores de Reynolds, Prandtl, Nusselt, valores de convección interior, convección exterior y para el análisis de la transferencia de calor, entre otros valores. En la Tabla 4.20 se muestran los

valores de la tubería que se propusieron para el serpentín helicoidal, donde viene la dimensión del espesor de pared, el diámetro exterior, el peso, la presión interior, presión de ruptura y su presión exterior. Y en la Tabla 4.21 se observan las propiedades del material de la tubería seleccionada y los fluidos que estarán en contacto con el serpentín helicoidal.

Tabla 4.20 Diámetro de la tubería de acero inoxidable que propuso para el diseño del serpentín helicoidal

D.N.	Ced-ula	Espesor de pared (mm)	Diámetro exterior (mm)	Peso aproximado (kg/m)	Presión interior de trabajo (kg/cm ²)	Presión de ruptura (kg/cm ²)	Presión exterior de trabajo (kg/cm ²)
3/4"	40	2.77	26.67	1.67	210	1,195	102

Tabla 4.21 Propiedades del material de la tubería y los fluidos que interactuarán con el serpentín helicoidal

	Densidad ρ (kg/m ³)	Calor específico C_p (J/kg·°C)	Conductividad térmica k (W/m·°C)	Difusividad térmica $\alpha \times 10^{-6}$ (m ² /s)
AISI 304	7,900	477	14.9	3.95
Agua	1,000	4,186	0.675	0.139x10 ⁻⁶
Aceite reciclado	930	2,000	0.168	-

En la Tabla 4.22 se observan los valores del diámetro exterior de la tubería de 3/4". La longitud que debe tener el serpentín helicoidal se muestra en función de N, los demás son valores del volumen que ocupara el serpentín helicoidal en base al diámetro que tendrá el recipiente, el cual será el que funcionara como coraza para el serpentín helicoidal.

Tabla 4.22 Valores obtenidos para el diseño del serpentín helicoidal

D.N.	D. Ext.	L m	P=1.5d ₀ m	r m	V _f m ³	V _c m ³	V _a m ³	D _e m
3/4"	0.027	2.21N	0.040	0.35	0.019N	0.0012N	0.020N	0.408

En la Tabla 4.23 se observan los valores del flujo másico, velocidad, el área transversal y el número de Reynolds que existirá en la tubería del serpentín helicoidal. En la Tabla 4.24 se observan los valores de los números adimensionales que fueron utilizados para la obtención del coeficiente de convección interior dentro del serpentín helicoidal y en la Tabla 4.25 de igual manera se observan los valores adimensionales pero en este caso para la obtención del coeficiente de convección exterior.

Tabla 4.23 Valores del comportamiento del fluido dentro de la tubería seleccionada para el diseño del serpentín helicoidal

D.N.	D. int. m	Velocidad m/s	Flujo másico kg/s	Área m ²	Reynolds Re
3/4"	0.021	0.148	0.049	3.46x10 ⁻⁴	9,517

Tabla 4.24 Valores utilizados para la obtención del coeficiente de convección interior en el serpentín helicoidal

D. N.	D. int. m	Re	Pr	Nu	k W/m·°C	h _i W/m ² ·°C	h _c W/m ² ·°C
3/4"	0.021	9,517	1.95	45.77	0.675	1,471	1,280

Tabla 4.25 Valores calculados para la obtención del coeficiente de convección exterior en el serpentín helicoidal

D.N.	D. int. m	Re	Pr	Nu	k W/m·°C	De m	h _o W/m ² ·°C
3/4"	0.021	1,000	2,845	223.32	0.168	0.408	92

En la Tabla 4.26 se observan los valores que fueron utilizados para determinar el número de vueltas y la altura del serpentín helicoidal. Ya que fue necesario analizar la transferencia de calor que debe existir dentro del serpentín helicoidal y fuera del serpentín helicoidal. Y en la Figura 4.25 se muestra el diseño del serpentín helicoidal con los valores que fueron obtenidos de la Tabla 4.26.

Tabla 4.26 Valores calculados para el número de vueltas y la altura del serpentín helicoidal

D.N.	D.ext. m	D.int. m	t m	U W/m ² ·°C	ΔT _{ml} °C	Q̇ Kw	A m ²	L m	N	H m
3/4"	0.027	0.021	0.0027	83	25	10,250	4.94	2.21N	27	1.10

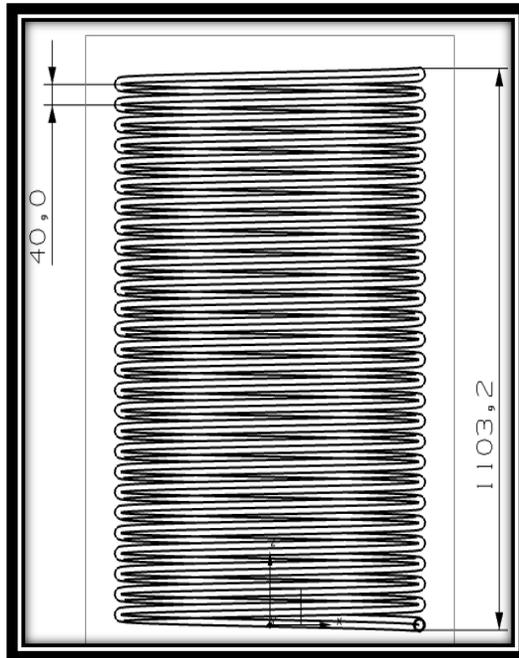


Figura 4.25 Dibujo del diseño del serpentín con los valores calculados en milímetros

En la Figura 4.26 se observa el diseño del recipiente junto con el serpentín helicoidal, juntos son el intercambiador de calor. En el serpentín helicoidal será donde se estará llevando la transferencia de calor del agua hacia el aceite vegetal de desecho. Esta transferencia de calor se dará, debido a que conforme el agua que esté pasando dentro del serpentín helicoidal, transferirá su energía a través de la pared del serpentín al aceite vegetal de desecho, se estima que en una hora la transferencia de calor se lleve a cabo. Y en la Figura 4.27 se observan los soportes para el intercambiador de calor, que se propusieron.

Se colocaron a un ángulo de 120° , para que la carga fuera distribuida entre los tres apoyos. El esfuerzo de fluencia del material (acero inoxidable 304L) es de $\sigma_y = 485$ MPa y de acuerdo a los cálculos realizados el esfuerzo que existirá será menor al de fluencia, por lo tanto, los apoyos cumplen para soportar la carga del intercambiador de calor ya operando. Tendrán una distancia de 700 milímetros de largo, se propuso dejar 100 milímetros para que tenga esa distancia para que se soldé con el intercambiador de calor.



Figura 4.26 Diseño del modelo del intercambiador de calor

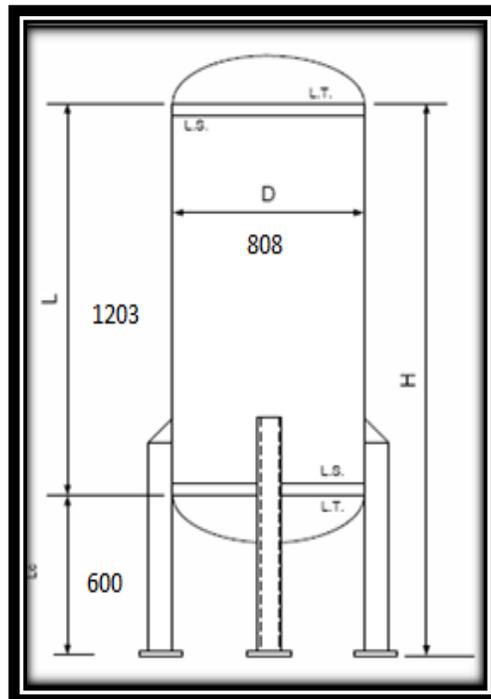


Figura 4.27 Ubicación de los soportes en milímetros para el intercambiador de calor

En la Tabla 4.27 se muestran los valores que se consideraron para el diseño del intercambiador de calor, y en la Figura 4.30 se muestra el modelo del intercambiador de calor.

En la Figura 4.28 se observa el intercambiador de calor ya en su diseño final, con sus soportes, sus tapas superior e inferior, sus boquillas propuestas y sus dimensiones que se obtuvieron de acuerdo al análisis de transferencia de calor que se realizó.

Tabla 4.27 Valores de los resultados obtenidos para el diseño del intercambiador de calor con serpentín helicoidal

Presión de diseño	310.02 kPa	No. de vueltas del serpentín helicoidal	27
Presión de operación	101.32	Altura del serpentín helicoidal	1,103 mm
Margen de corrosión	1/8"	Altura de la coraza del intercambiador de calor	1,203 mm
Capacidad del intercambiador de calor	500 Litros	Altura de los soportes del intercambiador	700 mm
Diámetro interior de la coraza	800 mm	Proyección de las boquillas	150 mm
Diámetro exterior de la coraza	808 mm	Boquilla 1 Drenaje	3"
Altura de la tapa toriesférica	167 mm	Boquilla 2 Entrada del aceite vegetal	3"
Radio de chaflán	80 mm	Boquilla 3 entrada del agua caliente	3/4"
Diámetro del hélice del serpentín helicoidal	700 mm	Boquilla 4 salida del agua caliente	3/4"
Diámetro de la tubería del serpentín helicoidal	3/4"		

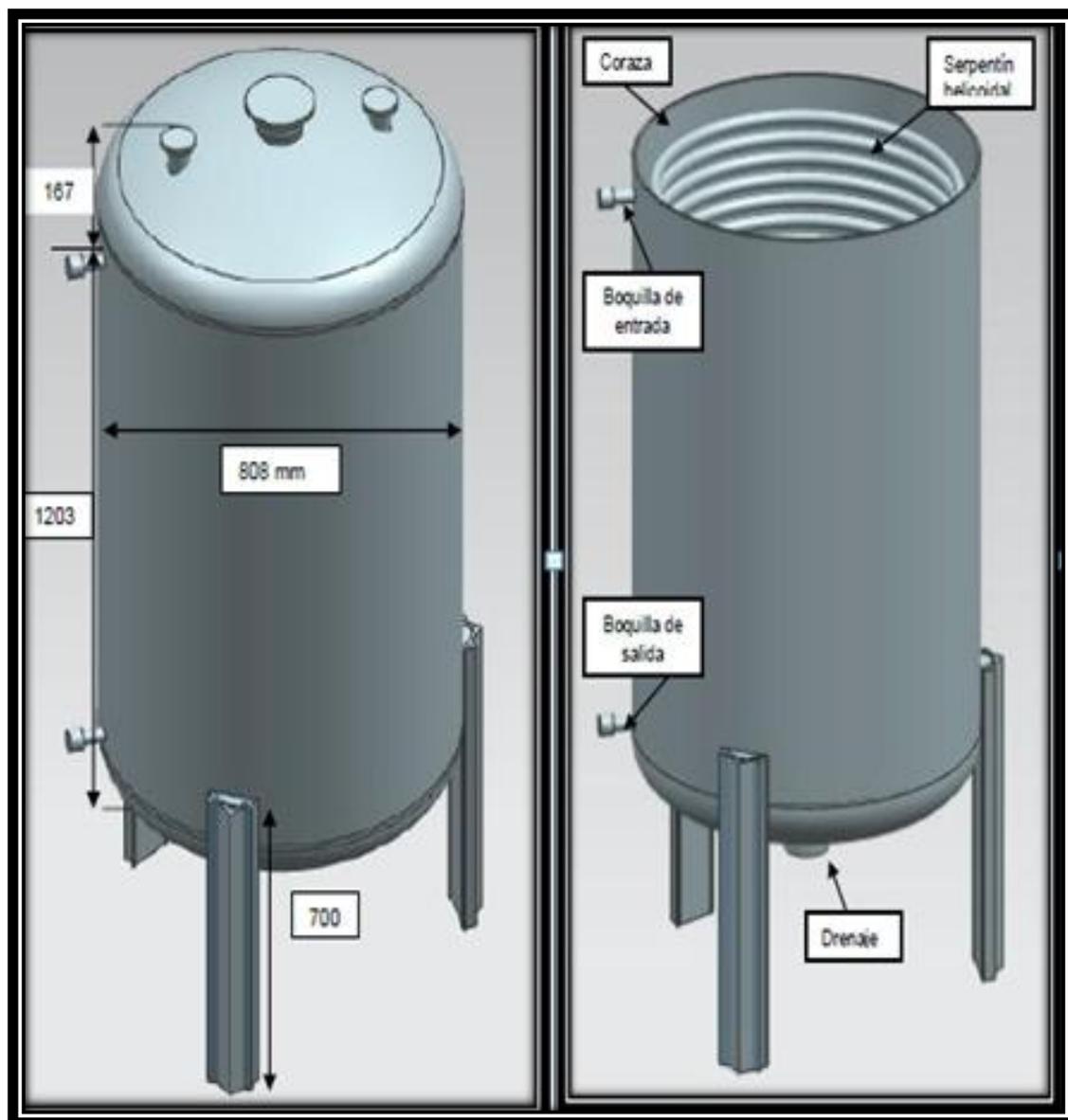


Figura 4.28 Diseño final del intercambiador de calor en milímetros

En la Figura 4.28 se observa el proceso para el calentamiento del aceite vegetal de desecho, donde se ve el balance de materia y energía de una manera esquemática. Se utilizó la energía solar térmica para el calentamiento del agua, por medio de dos colectores solares térmicos, los cuales serán los que captarán la energía solar térmica, posteriormente el agua caliente será conducida hacia el intercambiador de calor que se diseñó, el cual dentro del recipiente, estará el aceite vegetal de desecho y el serpentín helicoidal. Dentro del intercambiador de calor será donde se llevará a cabo la transferencia de calor, en donde el agua transferirá su energía al aceite vegetal de desecho por medio del serpentín

helicoidal, después el agua será de vuelta al contenedor de agua donde se inicia nuevamente el ciclo de calentar el agua.

Cabe mencionar que la temperatura ($T_{amb}=20^{\circ}$) que aparece en la Figura 4.29 es la temperatura a la cual estaría el agua inicialmente, antes de entrar a los colectores solares, es decir estaría a temperatura ambiente, que fue la que se considero para los cálculos del balance de materia y energía. La temperatura ($T_{cal}=90^{\circ}C$), es la temperatura que se planteo alcanzar con los dos calentadores solares colocados en serie, la temperatura ($T_s =40^{\circ}C$) es la temperatura de salida del serpentín helicoidal, después que el agua haya circulado dentro del serpentín helicoidal, esta temperatura no se obtuvo, sino se propuso para calcular la cantidad de agua que se necesitaría para calentar los 2,000 litros de ACD.

La temperatura del agua que inicialmente fue considerada como temperatura ambiente cambiará, debido a que el agua se estará recirculando y se mezclará con el agua de salida del intercambiador, es decir el agua que inicialmente fue considerada de $20^{\circ}C$ aumente, conforme recircule el agua.

En la Figura 4.29 no se mencionan distancias, porque simplemente es un diagrama que muestra el funcionamiento del intercambiador de calor, junto con los colectores solares de una manera esquemática, para ilustrar el balance de energía.

La capacidad de la bomba y la demás ingeniería se obtendrían, cuando la planta donde estarían estos equipos estuviese diseñada o modelada, ya que así se estaría visualizando que espacios se tendrían para llevar la tubería, y serviría para realizar una volumetría de material ya que ahorita sería imposible decir a qué distancia estarían los equipos y cuantos metros de tubería serian necesarios para la conexión de los colectores solares con el intercambiador de calor.

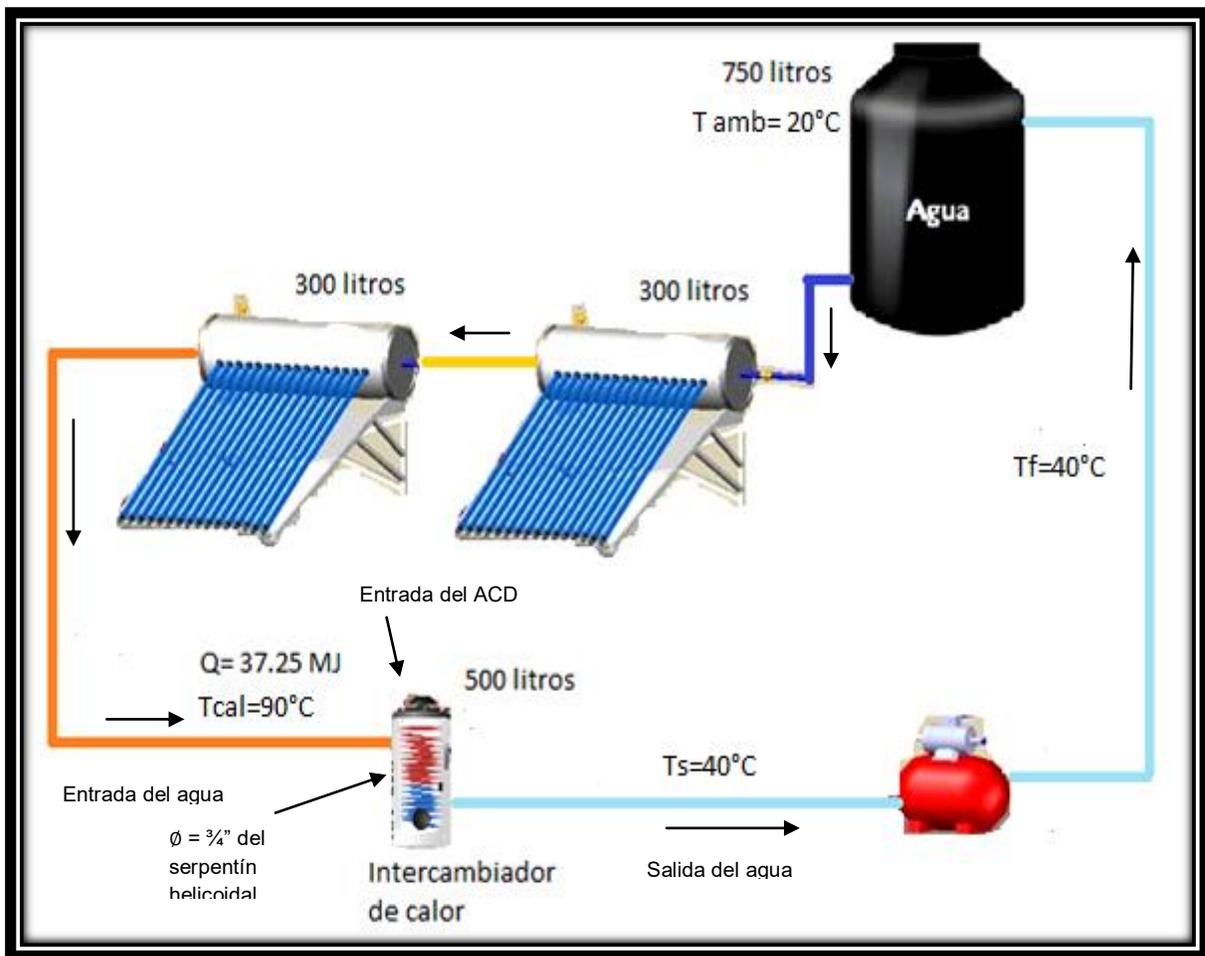


Figura 4.29 Diagrama del balance de materia y energía para el calentamiento del aceite vegetal de desecho con el diseño del intercambiador de calor

En la Figura 4.30 se muestra la ubicación que tendrá el intercambiador de calor en el diagrama de flujo de proceso para la producción de biodiésel. Cuando el aceite vegetal de desecho entre al intercambiador de calor estará en contacto con el serpentín helicoidal, que estará dentro del intercambiador de calor, y por medio de la transferencia de calor que existirá al pasar el agua caliente dentro del serpentín helicoidal, el aceite vegetal de desecho aumentará su temperatura hasta llegar a los 60°C.

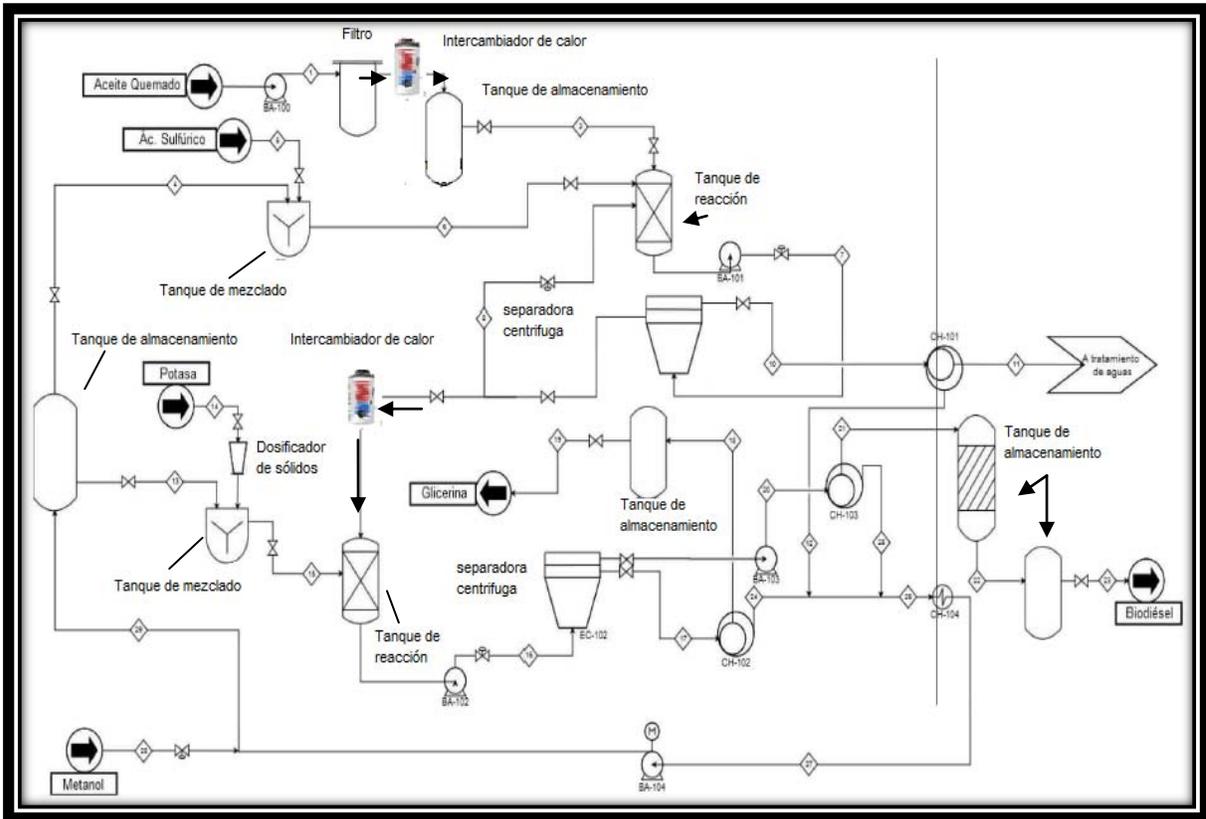


Figura 4.30 Diagrama de flujo de proceso de la planta de biodiésel (Castellanos y Guevara, 2014)

4.11 Análisis económico

Los sistemas para calentar agua pueden ser tanto pasivos como activos. La ventaja de usar sistemas pasivos es que son menos costosos que los activos y generalmente duran más tiempo. La desventaja de usar sistemas pasivos es que el tipo de sistema no es tan eficiente como un sistema activo. Los sistemas de termosifón son sistemas costosos de colección y almacenamiento y trabajan al permitir el agua caliente suba a través del sistema y el agua fría para que para ser calentada.

Los calentadores de agua solares activos pueden ser de sistemas de circulación directos o indirectos. En un sistema de circulación directo el agua circula a través de los colectores y después hacia el contenedor. Éste tipo de sistemas trabajan mejor en climas templados en donde no se registren heladas. Los sistemas de circulación indirecta son ideales para casas. Estos sistemas bombean el calor transferido a través de un fluido a través de los paneles solares para lograr el intercambio de calor. Esto es lo que calienta el agua del sistema.

Razones para utilizar energía solar

- Aumento constante en los precios de los combustibles
- Minimizar el consumo de energía y maximizar la eficiencia de las fuentes renovables
- Recuperación de la inversión en plazos razonables
- En la inversión inicial no hay costos adicionales asociados a su uso

Ventajas de los biocombustibles

- Costo: Una vez que la tecnología esté disponible de manera general, el precio de los biocombustibles será mucho menor que en de la gasolina o el diésel
- Seguridad: Al reducir la dependencia de combustibles extranjeros, los países podrán proteger su integridad de los ataques de manera más fácil
- Estimulación Económica: Como se producen de manera local, las plantas de biocombustibles generan empleos en áreas rurales

Desventajas de los biocombustibles

- Cantidad de energía: Los biocombustibles tienen menos cantidad de energía, por lo que se necesita más material para producir la misma energía que la gasolina
- Precio de los alimentos: Se dice que la demanda de cultivos para la fabricación del combustible podría afectar los precios de los alimentos

4.11.2 Costo usando gas L.P.

Para determinar qué cantidad de litros de gas L.P. se necesitan para calentar 2,000L de aceite reciclado, se emplearon los siguientes cálculos.

Se determinó el calor para calentar el aceite, por lo tanto 2,000L de aceite equivalen a 1,860 kg

$$Q = mC_p\Delta T \quad (4.60)$$

Dónde:

m=masa del aceite reciclado: 1,860 kg

C_p = poder calorífico del aceite (2,000 J/kg·°C)

Sustituyendo valores:

$$Q = (1,860 \text{ kg}) \left(2,000 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot^\circ\text{C}} \right) (60 - 20) = 148.8 \text{ MJ}$$

Se necesitarían 148.8 MJ para calentar el aceite. Sabiendo que el poder calorífico del gas L.P. es: $C_p=95 \text{ MJ/m}^3$ y considerando que la eficiencia de los calentadores que funciona con este combustible, oscila en 85% de su eficiencia. Se realizó el siguiente cálculo, para determinar el poder calorífico que existirá en el calentador.

Dónde:

E=eficiencia del calentador (85%)

C_p = poder calorífico del gas L.P. (95 MJ/m^3)

$$Q_{\text{calentador de agua}} = \left(95 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^3}\right) (.85) = 80.75 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^3}$$

Al haber obtenido el poder calorífico que aportará el calentador de acuerdo a la eficiencia del calentador, se prosiguió a determinar la cantidad de m^3 de gas para calentar el aceite.

$$\text{m}^3 \text{ gas L.p.} = (148.8 \text{ MJ}) \left(\frac{1 \text{m}^3}{80.75 \text{ MJ}}\right) = 1.84 \text{m}^3$$

De acuerdo a la SENER (Secretaria de Energía), la metodología para convertir de m^3 de gas L.P. a litros, es multiplicando $3.897*(\text{m}^3)$, el cual 3.897 es un factor de conversión, que corresponde a la densidad de una mezcla de 42% del gas butano y el 58% gas propano.

Utilizando la fórmula anterior se obtuvo la cantidad de litros que se necesitan para calentar los 2,000L de aceite reciclado.

$$3.897(1.84 \text{m}^3) = 7.17 \text{ Litros}$$

El costo del gas L.P. publicado por el diario oficial de la federación abril de 2015 es de:

\$7.64 Litro

Costo/día=\$7.64*(7.17L)= \$ 54.77 pesos

Cantidad a pagar:

En un mes = \$ 1,643 pesos

En un año = \$ 19,716 pesos

4.11.3 Utilizando energía eléctrica para el calentamiento del ACD

Usando una resistencia eléctrica de 5,500 W para calentar los 2,000 litros de ACD, se determinó cuanta energía se utilizaría con la ecuación (4.61).

$$P = \frac{E}{t} W \quad (4.61)$$

Dónde:

P=potencia de la resistencia eléctrica 5,500 W

E=energía

t=3,600 s → 1h.

La cantidad de energía que aporta esta resistencia en 1h es:

$$E = \left(5,500 \frac{J}{s} \right) (3,600 s) = 19.8 MJ$$

Tomando en cuenta que la cantidad de energía requerida para calentar el aceite es:

$$Q_{\text{aceite}} = 148.8 MJ$$

Se determinó el tiempo que necesita la resistencia eléctrica para calentar los 2,000L

$$t = \frac{Q_{\text{aceite}}}{P} \quad (4.62)$$

$$t = \frac{148.8 [MJ]}{5,500 \left[\frac{J}{s} \right]} = 27,054.5 (s) \left(\frac{1h}{3,600 (s)} \right) = 7.51 \text{ horas}$$

Con el tiempo que se obtuvo para calentar el aceite, se determinó la cantidad de energía por hora.

$$E = (5.5 kW) (7.51 h) = 41.30 kWh$$

El costo de 1kWh en México Abril de 2015 es:

$$\$3.40 /kWh$$

El costo en energía eléctrica sería:

$$\text{Costo/día} = (41.30 kWh) (\$3.40/kWh) = \$140.42 \text{ pesos}$$

Cantidad a pagar:

$$\text{En un mes} = \$ 4,213$$

En un año= \$50,551

El costo de un colector solar con las características propuestas de 300 litros de capacidad, de acuerdo a la revista del consumidor (PROFECO, 2014), oscila entre los \$12,000 y \$15,000 pesos el colector solar y la instalación de cada colector solar oscila entre \$1,500 a \$2,000 pesos. El mantenimiento de los colectores solares es nulo, ya que su mantenimiento principal es de limpieza de los tubos, haciendo una estimación el costo de los colectores solares con el precio más elevado, junto con su instalación se estima que sea un costo de \$34,000 pesos. Tomando en cuenta que este gasto se haría solo una vez, comparando con el costo que se tiene al utilizar gas L.P o una resistencia eléctrica es mensual.

En la Tabla 4.27 se muestra la cantidad a pagar por el uso de diferentes recursos para el calentamiento del aceite vegetal reciclado, en el cual el colector solar no generará un costo al utilizar la energía solar. El único costo que se generaría, sería la compra del colector solar.

Cabe mencionar que en la Tabla 4.28 solo se hizo referencia al costo de la energía eléctrica que estaría utilizando una resistencia eléctrica de 5,500w para calentar los 2,000 litros de ACD, y el costo del gas l.p que se estaría utilizando para calentar los 2,000 litros de ACD, y con respecto al colector solar no se indicó el costo de la energía solar, porque no tiene un costo, simplemente se consideraría el costo de la tecnología que se usaría para la captación de la energía solar. El costo de la resistencia eléctrica y del tanque de gas l.p no se consideraron en la tabla 4.28.

Tabla 4.28 Costo mensual y anual utilizando gas L.P. y energía eléctrica para el calentamiento de aceite vegetal reciclado

	Costo de la energía eléctrica con una resistencia eléctrica de 5,500W	Costo del uso de gas L.P
1 mes	\$ 4,213 pesos	\$1,643 pesos
1 año	\$ 50,551 pesos	\$19,716 pesos

Como se observa en la Tabla 4.28, el uso del colector solar sería más rentable que el uso de la energía eléctrica de una resistencia eléctrica y el del uso del gas L.P, debido a que el costo de la energía solar no tiene un costo.

4.12 Análisis ambiental

En el mercado existen productos que son vendidos como ecológicos, sustentables o amigables con el medio ambiente, entre ellos están los colectores solares, son considerados como ecológicos por qué no emiten gases efecto invernadero por su uso. Pero aunque en su uso no se generan gases efecto invernadero, en su fabricación se genera una cierta cantidad de estos gases de efecto invernadero.

La manufactura de un calentador solar emite 396.85 kg de CO₂ (Messenguer, y Manzini, 2016). Mientras que 1Kilowatt-hora genera 1Kg de CO₂ (Rodríguez, 2007) y 1 Kg de gas L.P. genera 3Kg de CO₂. Haciendo una comparación de las emisiones de CO₂ que produciría el colector solar, la energía eléctrica al utilizar una resistencia eléctrica y el uso del gas L.P. Se observó que el colector solar sería el que produciría la menor cantidad de CO₂ debido a que solo se producirían estas emisiones de GEI solo una vez, y sería sólo cuando se manufactura el colector solar.

En la Tabla 4.28 se muestran las emisiones de CO₂ producidas por el uso de la energía eléctrica de la resistencia eléctrica y el uso del gas l.p, para el calentamiento de los 2,000 litros de aceite vegetal de desecho. Recordando que se necesitarían 7.17 litros de gas l.p (1 litro de gas L.P =0.56 kg de gas L.P.) y 41.30 kWh de acuerdo a los cálculos obtenidos para el calentamiento de los 2,000 litros.

En la misma Tabla 4.29 vienen las emisiones de CO₂ que son generadas anualmente por la generación de la energía eléctrica, la generación de gas L.P., y la producción de dos colectores solares. En el caso de la energía eléctrica de acuerdo a un artículo de (Greenpeace, 2010) en los procesos de generación de energía eléctrica se generaron 112.5 MtCO₂ (Millones de toneladas de dióxido de carbono en 2006) en el país, y de acuerdo al archivo de emisiones de CO₂ de Pemex (Álvarez, 2013), en todas sus operaciones que genera Pemex para abastecer de combustibles fósiles al país es de 43.8 MtCO₂ (Millones de toneladas de dióxido de carbono), por lo que se observó que el uso de colectores solares disminuye en gran manera las emisiones de CO₂, debido a que tanto la generación de electricidad y de gas l.p. genera millones de toneladas de CO₂ mientras que los colectores solares generan kgCO₂.

Tabla 4.29 Comparación de las emisiones de kgCO₂ generadas por el uso de la energía eléctrica, el uso del gas L.P., y colectores solares

	Emisiones kgCO ₂	Emisiones kgCO ₂ al calentar 2,000 L de ACD	Emisiones kgCO ₂ en 1 año	Emisiones anuales de CO ₂ por su generación
Energía eléctrica	1 kgCO ₂ /kW	41.30 kgCO ₂	15,074 kgCO ₂	112.5 MtCO ₂
Gas l.p.	3 kgCO ₂ /kg gas LP	12.03 kgCO ₂	4,390 kgCO ₂	43.8 MtCO ₂
2 Colectores solares	-	-	-	793.7 kgCO ₂

Como se observó las emisiones de CO₂ del uso de la energía eléctrica y el uso del gas L.P. se seguirían produciendo cada vez que se calienten los 2,000 litros de ACD, y las emisiones de CO₂ que producirá el colector solar será sola una vez durante toda su vida útil, por lo tanto el colector solar es una buena forma de calentar el aceite vegetal de desecho.

Capítulo 5 Conclusiones

El sistema que se utilizó para el calentamiento del aceite vegetal con energía solar térmica fueron dos colectores solares heat-pipe de 300 litros. Con ayuda de estos dos colectores solares la energía del sol será captada a través de los tubos de vacío, con los cuales, la energía que este siendo captada será transferida a la parte superior de los tubos. Los tubos se encuentran conectados a un termo-tanque donde se lleva la transferencia de calor de los tubos hacia el agua que se encuentra dentro del termo-tanque. De esta manera se utilizó la energía solar para calentar agua antes de calentar el aceite vegetal de desecho.

Posteriormente se diseñó un intercambiador de calor, donde se llevará la transferencia de calor del agua que estaría almacenada en el termo-tanque y el aceite vegetal de desecho. El intercambiador de calor que se diseñó fue con un serpentín helicoidal, con el objetivo de poder tener una mayor área de transferencia, la configuración que tiene el serpentín helicoidal permite que el fluido de mayor temperatura transfiera su energía de mejor manera con el fluido de menor temperatura. Con esta propuesta se realizaría el calentamiento de aceite vegetal de desecho para la planta de biodiésel, para el abastecimiento de sector transporte del país.

Las emisiones de GEI causadas por el uso de combustibles fósiles están provocando alteraciones al cambio climático, y una de las principales causas son las emisiones que provoca el sector transporte. Para disminuir las emisiones que provoca el transporte en el país, se está optando por la utilización de biocombustibles. El biocombustible que ayudaría a la disminución de GEI es el biodiésel.

El problema que se observó fue que la producción de biodiésel también genera grandes cantidades de CO₂ en el proceso de la producción del biodiésel, principalmente en el calentamiento del ACD, ya que en la actualidad se utiliza la energía eléctrica o el uso de gas L.P. para el calentamiento del ACD, por lo que se propuso la utilización de la energía solar térmica, para el calentamiento del ACD.

Los resultados que se obtuvieron fueron satisfactorios de acuerdo al análisis que se realizó, se logró el uso de la energía solar térmica para el calentamiento del ACD, la vida útil del intercambiador de calor se estima que sea de 10 años de acuerdo a los cálculos realizados.

De esta manera se está contribuyendo a la generación de una energía limpia que es el biodiésel y el uso de un recurso que se encuentra en abundancia que es la radiación del sol.

Referencias:

- Álvarez, C. 2013. Emisiones de CO₂ de Pemex. Comunicación y Ambiente, A.C. México, D.F., México.
- ANES, 2013. Panorama Mundial de la Energía. Publicación de la Asociación Nacional de Energía Solar. D.F., México
- ASME, 2001. Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Div. 1. American Society of Mechanical Engineers. New York, EE.UU.
- ASTM, 1. Norma ASTM D6751 "Standard Specification for Biodiesel fuel blend stock B1 for middle distillate fuels". American Society for Testing and Materials. EE.UU.
- Barriga, E. 2011. Diseño del módulo de transesterificación de una planta piloto para producción de biodiésel a partir de aceites usados de cocina. Tesis de Licenciatura de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ciencias e Ingeniería. Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima, Perú.
- Carrizales, R. 2011. Guía para seleccionar intercambiadores de calor. Laboratorio de Ingeniería química. Facultad de Ciencias Químicas. Universidad Autónoma de San Luis Potosí. San Luis Potosí, México.
- Castellanos, J.R. Y Guevara, E. 2014. Ingeniería básica de una planta de biodiésel a partir de una mezcla de aceites comestibles vegetales de desecho para el transporte de la ciudad de México. Tesis de Licenciatura de Ingeniería Química. Facultad de Química, Universidad Nacional Autónoma de México. México, D.F., México.
- Castrejon, D. 2012. Reducción de emisiones de GEI en el sector eléctrico: ¿renovables o combustibles fósiles y energía nuclear? Revista digital Universitaria de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM). Vol. 12, núm. 10. México, D.F., México.
- Castro, P., Coello, J., y Castillo, L. 2007. Opciones para la producción y uso del biodiésel en el Perú. Forma e imagen. Pág. 113-120. Lima, Perú.
- CENDI, 2008. Manual Acero inoxidable, clasificación y características. Centro Nacional para el Desarrollo del Acero Inoxidable, A.C. San Luis Potosí, San Luis Potosí, México.
- Çengel, Y. 2007. Transferencia de calor y masa. Editorial Mc Graw-Hill Interamericana. Pág. 6-30, 609-630. México, D.F. México.
- Chohey, N. y Hicks, G. 1994. Manual de cálculos en ingeniería química. Editorial. McGraw-Hill. Pág. 12-1,12-11 México, D.F. México.
- CIE, 2005. Visión a largo plazo sobre la utilización de las energías renovables en México. Anexo 6-1. Publicación del Centro de Investigación en Energía. Universidad Nacional Autónoma de México. UNAM. Temixco, Morelos, México.

- CIRSOC, 2005. Tablas perfiles laminados y tubos estructurales para aplicación de los reglamentos CIRSOC 301/2005 y CIRSOC 302/2005. Centro de Investigación de los reglamentos Nacionales de seguridad para las Obras civiles del Sistema INTI, Instituto Nacional de Tecnología Industrial. Buenos Aires, Argentina.
- CONAE, 2007. Dirección de ahorro de energía en el transporte. Publicación de la Comisión Nacional para el ahorro de energía. México, D.F. México.
- CONUEE, 2009. Beneficios del aislamiento térmico en la Industria. Publicación de la Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía. México, D.F., México.
- CONUEE, 2014. Energía solar. Publicación de la Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía. México, D.F. México.
- Depsa, 2014. Depsa energía solar. Empresa dedicada a la fabricación de colectores solares. Guadalajara, Jalisco, México.
- Ecovita, 2015. Empresa que ofrece productos y soluciones ecológicas. Publicación de los requerimientos de instalación de su calentador solar. Zapopan, Jalisco, México.
- Emprosol, 2015. Emprosol Calentadores solares empresa social y ecológicamente responsable. Fabricantes e importadores de calentadores solares. Querétaro, México.
- Estrada, C.A. 2013. Transición energética, energías renovables y energía solar de potencia. Revista Mexicana de física S 59 (2) 75-84. Instituto de Energías Renovables, Universidad Nacional Autónoma de México. Temixco, Morelos, México.
- FUJISOL, 2009. Fujisol Solar S.L. Energía Solar, Energías renovables. Empresa que desarrolla y fabrica sus propias patentes en el campo de la energía solar térmica. Tokio, Japón.
- García, J., Morales, A., y Escalante, E. 2004. Mecánica de Fluidos: Antecedentes y Actualidad, volumen 1. Publicación de la Universidad Autónoma de Yucatán. Pág. 38-39. Mérida, Yucatán, México.
- Greenpeace, 2010. Golea CFE a México y contribuye al cambio climático. Organización ambientalista. México, D.F., México.
- H2Sol, 2010. Calentadores Heat-Pipe. H2Sol, empresa dedicada a la realización de proyectos con energía renovable, en rentabilidad de agua caliente. Montevideo, Uruguay.
- Heras, M. 2008. Fuentes de energía para el futuro. Secretaria general técnica. CIEMAT. Centro de investigaciones energéticas, medioambientales y tecnológicas. Pág. 155-165. España.
- Holman, J. 1999. Transferencia de calor. Editorial Mc Graw-Hill. Pág. 18-29. México, D.F. México.

- Horizon Energía, 2015. Accesorios y suministros, Energía solar térmica. Energías renovables, tecnología ambiental. Canelones, Uruguay.
- IDAE, 2006. Manuales de energías renovables 4, Energía solar térmica. Publicación del Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Madrid. España.
- IDASA, 2009. Idasa Internacional de aceros, S.A. de C.V. Fabricación de productos tubulares de acero inoxidable de acuerdo a las normas: ASTM A249, ASTM A269, ASTM 270, ASTM 312. Querétaro, México.
- IIE, 2014. Instituto de Investigaciones Eléctricas. Mapa de radiación solar diaria promedio en México. México, D.F., México.
- Incropera, F., y De Witt, D. 1999. Fundamentos de transferencia de calor. Editorial Pearson Prentice Hall Hispanoamericana. S.A. Pág. 3-10. Naucalpan de Juárez, Edo. México, México.
- INE, 2010. México cuarta comunicación nacional ante la convención marco de las naciones unidas sobre el cambio climático. Instituto Nacional de Ecología. Secretaria del medio ambiente y recursos naturales. ISBN. Pág. 64. México, D.F, México.
- INE-SEMARNAT, 2009. Cuarta Comunicación Nacional ante la convención, Marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático. Publicación del Instituto Nacional de Ecología y la Secretaria del medio ambiente y recursos naturales. México, D.F. México.
- IPCC, 2007. Cambio climático 2007: Informe de síntesis. Contribución de los grupos de trabajo I, II y III al Cuarto informe de evaluación del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático IPCC. Ginebra, Suiza.
- Jaramillo, O. 2007. Intercambiadores de calor. Publicación del Centro de Investigación en energía. Universidad Nacional Autónoma de México. Pág. 2-33. Temixco, Morelos, México.
- Kakaç, S. y Liu, H. 2002. Heat exchangers selection, rating and termal design. CRC Press. Pág. 11. Florida, EE.UU.
- Kern, D. 1999. Procesos de transferencia de calor. Editorial. Compañía editorial continental, S.A. de C.V. Pág. 818-829. México, D.F., México.
- Kreith, F., Manglik, R. y Bohn, M. 2012. Principios de transferencia de calor. Editorial Cengage Learning. Pág. 350-386. México, D.F., México.
- Larosa, R. 2003. Proceso para la producción de biodiésel (metilester o esteres metílicos de ácidos grasos). Universidad Tecnológica Nacional. Buenos Aires, Argentina.
- Madrid, V. 2009. Curso de energía solar (fotovoltaica, térmica y termoeléctrica). Mundi-prensa. Pág. 78-129. Madrid, España.
- Manrique, 2006. Diseño de un recipiente a presión con un sistema de agitación para el procesamiento de biodiésel de 3 m³ de capacidad. Tesis de licenciatura

de Ingeniería Mecánica. Universidad Nacional de Ingeniería. Facultad de Ingeniería Mecánica. Lima, Perú.

- Mazo, P., Rios, L. Restrepo.G. 2007. Métodos alternativos para la obtención de biodiésel, microondas y ultrasonido. *Ion*. 20(1):51-52.
- Mecalia, 2011. Mecalia energy systems. Inter-acumulador con intercambiador serpentín espiral, para agua sanitaria. S/DIN 4753. Pontevedra España.
- Megyesy, E. 1992. Manual de recipientes a presión Diseño y calculo. Editorial Limusa. Grupo Noriega editores. Pág.14-27 Primera edición. México, D.F., México.
- Mejía, A. y Reyes, C. 2008. Memoria calculo selección y análisis numérico de un recipiente a presión de 600 ft³ de capacidad. Tesis de licenciatura de Ingeniería Mecánica. Escuela Superior de Ingeniería mecánica y eléctrica. ESIME Azcapotzalco. Instituto Politécnico Nacional. México, D.F., México.
- Méndez, J., y Cuervo, R. 2008. Energía solar térmica. Fundación COFEMETAL. Pág. 31-38. Madrid. España.
- Messenguer, J y Manzini F. 2016. Emisiones de Gases de Efecto Invernadero en el Ciclo de Vida de un Calentador Solar Domestico. Facultad de Ingeniería. Centro de Investigación en Energía UNAM, Temixco, Morelos., México.
- MI, 2011. Methanol Institute. Manual de manipulación segura del metanol. La sede del Methanol Institute en Singapur y EE.UU. Washington, D.C. EE.UU.
- Mott, R. 2006. Mecánica de Fluidos. Editorial Pearson. Pág. 230-231. Naucalpan de Juárez, Edo de México, México.
- NAS, 2010. North American Stainless. Long products Stainless steel grade sheet. AISI 304, UNS S30400, EN 1.4301. EE.UU.
- NOM-020, 2011. Recipientes sujetos a presión, recipientes criogénicos y generadores de vapor o calderas. Funcionamiento-condiciones de seguridad. Norma oficial Mexicana Secretaria del trabajo y previsión social. NOM-020-STPS. México, D.F., México.
- NRF-028, 2010. Diseño y construcción de recipientes a presión. Comité de normalización de Petróleos Mexicanos y Organismos Subsidiarios. México, D.F., México.
- ORS, 2005. Observatorio de Radiación Solar. Centro Regional de Medición de la radiación AR-IV, OMM. Instituto de Geofísica, UNAM. Ciudad Universitaria, D.F., México.
- Perry, R. 2001. Manual del Ingeniero Químico. Sexta edición (Tercera edición en español). Tomo III. Editorial Mc Graw-Hill. Pág. 10-19, 11-33, . México, D.F., México.
- Portillo, G. 2008. Análisis y diseño de un recipiente a presión para el almacenaje de gas natural, utilizando un material alternativo (SA-283-C). Tesis de licenciatura de Ingeniería Mecánica. Escuela Superior de Ingeniería

- mecánica y eléctrica. ESIME Azcapotzalco. Instituto Politécnico Nacional. México, D.F., México.
- PROFECO, 2014. Revista del consumidor. Energía. Edición especial PROFECO-CONUEE. México, D.F. México.
 - Ramachandra, K., Shende, B. Prasanta, K. 1982. Designing a helical-coil heat exchanger. Chemical Engineering. India.
 - Ramírez, M. 2013. Potencial Técnico y económico del uso de biodiésel a partir de aceite comestible usado en México. Tesis de Licenciatura de Ingeniería Eléctrica electrónica. Facultad de Ingeniería. Universidad Nacional Autónoma de México. Ciudad Universitaria, México D.F., México
 - Rodríguez, 2007. Energía, tecnología y educación. Alternativas energéticas para combatir el cambio ambiental global. D.F. México
 - Rodríguez, C., Lafargue, F., Sotolongo, J., Rodríguez, A.y Chitue de Assuncao, J. 2012. Artículo: Determinación de las propiedades físicas y carga crítica del aceite vegetal *Jatropha curcas* L. Facultad de Ingeniería mecánica. Instituto Superior Politécnico “José Antonio Echeverría”. Vol. 1. No. 3. La Habana, Cuba.
 - Roldán, J. 2008. Fuentes de Energía instalaciones solares térmicas, instalaciones fotovoltaicas, consejos para economizar energía. Paraninfo, S.A. Pág. 72-75. Madrid, España.
 - Roldán, J. 2013. Energías renovables lo que hay que saber. Paraninfo, S.A. Pág. 75-89. Madrid, España.
 - Romero, L. 2013. Operación y puesta en servicio de instalaciones de energía eólica. Paraninfo. Pág. 9-10. España.
 - Romero, M. 2009. Energía solar térmica. Editorial Ceac. Pág. 13-26. Barcelona. España.
 - Rufes, P. 2010. Energía solar térmica, técnicas para su aprovechamiento, nuevas energías. Marcombo. Pág. 52. Barcelona, España.
 - SAGARPA, 2011. Bioenergéticos, Biodiésel. Publicación de la Secretaria de Agricultura, Ganadería, Desarrollo Rural, Pesca y Alimentación. México, D.F. México.
 - SENER, 2011. Balance Nacional de Energía 2011. Subsecretaria de planeación energética y desarrollo tecnológico. Publicación de la Secretaria de Energía. México, D.F., México.
 - SIMAT, 2011. Información técnica, Monitoreo, Parámetros meteorológicos. Radiación solar. Publicación del Sistema de Monitoreo Atmosférico. México, D.F., México.
 - Solaris, 2008. Energía Solar de Occidente S de RL de CV, solar energy, Natural technology. Drain-back solaris DB 200/300. México, D.F., México.
 - Tonda, J. 1993. El oro solar y otras fuentes de energía. Fondo de cultura Económica. México, D.F., México

- TRANTER, 2014. The heat transfer people. Tranter Latin América, S. A. de C. V. Querétaro, México.
- UPC, 2012. Intercambiadores de calor. Publicación de la Universidad Politécnica de Catalunya. Catalunya, España.
- Uribe, M. 2010. Simulación de una planta piloto para la producción de biodiésel en el laboratorio de operaciones unitarias de la esiqie. Tesis de licenciatura de Ingeniería Química Petrolera. Escuela Superior de Ingeniería química e industrias extractivas. Instituto Politécnico Nacional. México, D.F., México.
- Welty, J., Wicks, C. y Wilson, R. 1994. Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa. Limusa. Pág.469-475 México D.F., México.
- Zabalza, I. y Aranda, A. 2009. Energía solar térmica. Prensas Universitarias de Zaragoza. Pág. 33-51. Zaragoza, España.
- Zhang, Y., Dube, D., McLean, M. y Kates, M. 2003. Biodiésel production from waste cooking oil: 1. Process design and technological assessment. Department of Chemical Engineering, University of Ottawa. Ottawa, Canada.