

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

REPORTE DEL PROYECTO DE RESIDENCIA PROFESIONAL

PROYECTO:

DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA PRECALENTAMIENTO DE AGUA DE CALDERA

EMPRESA: LÁCTEOS DE CHIAPAS S.A DE C.V.

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

NOMBRE DEL ALUMNO :

- SARITA PELÁEZ MARTINEZ NUM. CONTROL: 10270249
- JULIO CÉSAR ALBORES SOLÍS NUM. CONTROL: 10270190

MEDIANTE:

TITULACIÓN INTEGRAL

ASESOR INTERNO: DOC. CARLOS RÍOS ROJAS

ASESOR EXTERNO: ING. JUAN LUIS ALEGRÍA DÍAZ

PERIODO: ENERO-JUNIO 2014

Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez

Informe Técnico de Residencia Profesional

Ingeniería Mecánica

Presenta:

Sarita Peláez Martínez

Julio César Albores Solís

Nombre del Proyecto

**Diseño de intercambiador de calor para precalentamiento de
agua de caldera.**

Periodo de Realización: Enero- Junio 2014

Índice

1.1.	Introducción.....	5
1.2.	Datos generales de la empresa.....	5
1.2.1.	Nombre de la empresa y/o razón social	5
1.2.2.	Domicilio de la empresa	5
1.2.3.	Giro.....	6
1.2.4.	Breve descripción de la empresa	6
1.2.5.	Organigrama General.....	7
1.3.	Justificación	8
1.4.	Objetivos	8
1.4.1.	Generales.....	8
1.4.2.	Específicos.....	9
1.5.	Problema a resolver	9
1.6.	Alcances y limitaciones	10
1.7.	Características del área en que participó.....	11
2.	Fundamento Teórico.....	11
2.1.	Caldera.....	11
2.2.	Calderas con tubos múltiples de humo (pirotubulares).....	12
2.3.	Calderas Cleaver Books.....	13
2.4.	Estanque de alimentación y desaireador.....	14
2.5.	Bomba de alimentación.....	15
2.6.	El sistema de tuberías de vapor	16
2.7.	Depósito de retención de purgas	17
2.8.	Sistema de tratamiento de agua (suavizador de agua).....	17
2.9.	Termodinámica.....	17
2.10.	Transferencia de calor	18
2.11.	Transferencia de calor por convección.....	18
2.12.	Conductividad térmica	19
2.13.	Relaciones empíricas y prácticas para la transferencia de calor por convección forzada	20
2.13.1.	Relaciones empíricas para corrientes en tuberías y conductos	20

2.13.2.	Relaciones empíricas para corrientes para la transferencia de calor por convección natural.....	20
2.14.	El Número de Grashof	21
2.15.	Números adimensionales	21
2.15.1.	Número de Reynolds	21
2.15.2.	Número de Nusselt	22
2.15.3.	Número de Prandtl.....	23
2.16.	Intercambiadores de calor	24
2.16.1.	Tipos de intercambiadores de calor según su construcción.....	25
2.17.	Diferencia de temperatura media logarítmica.....	28
3.	Procedimientos y descripción de las actividades realizadas	33
4.	Memoria de Cálculo.....	34
4.1.	Propiedades del agua a temperatura alta.....	35
4.2.	Propiedades del agua a la temperatura media	35
4.3.	Cálculo del flujo másico del agua.....	36
4.4.	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	36
4.5.	Número de Reynolds en el interior de los tubos	38
4.6.	Coefficiente de transferencia de calor en el interior del tubo.....	38
4.7.	Coefficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos	39
4.8.	Cálculo del área total de transferencia de calor	42
4.9.	Cálculo de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (DTML).....	42
4.10.	Cálculo del factor de corrección de las temperaturas (F).....	43
4.11.	Cálculo de transferencia de calor total.....	43
4.12.	Cálculo de la longitud del intercambiador de calor	44
5.	Evaluación o impacto económico, social o tecnológico	44
6.	Resultados Obtenidos.....	46
7.	Conclusiones y recomendaciones	49
8.	Bibliografía	49
9.	Anexos: planos, gráficas, prototipos y diagramas.....	50

1.1. Introducción

En este proyecto realizado en Lácteos de Chiapas S.A de C.V., se diseñará un intercambiador de calor para precalentar el agua de alimentación de la caldera a partir del tanque de condensados. La temperatura del agua de alimentación a la caldera debe mantenerse entre 70°C y 90°C.

La energía calorífica se obtendrá de una cisterna de condensados, la cual es alimentada por las purgas diarias que se le hacen a la caldera.

Concentrándose en los estudios realizados del sistema que se encarga de ceder energía calorífica al líquido de trabajo, se sabe que el intercambiador de calor que se diseñará estará sumergido dentro de la cisterna de condensados.

Para poder alcanzar la temperatura requerida para precalentar el agua, se realizará el cálculo de transferencia de calor y de circulación del agua de precalentamiento. Por lo consiguiente, el proyecto pretende realizar el estudio de la razón de transferencia de calor para diseñar el intercambiador y determinar la longitud mínima requerida de tubería.

El estudio se enfoca solamente en el proceso de transferencia de calor por conducción y convección. Lo que implica que la radiación no será parte importante debido a los bajos rangos de temperatura. Para ello ha sido necesario recabar la información correcta y necesaria, así como también basar los cálculos utilizando métodos analíticos y leyes fundamentales de la transferencia de calor.

1.2. Datos generales de la empresa

1.2.1. Nombre de la empresa y/o razón social

Lácteos de Chiapas S.A. de C.V.

1.2.2. Domicilio de la empresa

La planta procesadora de leche UHT, se encuentra ubicada en el tramo carretero Berriozábal - Ocozocoautla, km. 3.5 de Berriozábal, Chiapas.

1.2.3. Giro

La empresa es de tipo industrial manufacturera, debido a que se dedica a la transformación de la materia prima en productos terminados, que satisfacen directamente las necesidades de los consumidores de tipo no duradero tal como es la producción de crema, quesos y leche ultra pasteurizada en sus diferentes presentaciones : light, entera y semidescremada.

1.2.4. Breve descripción de la empresa

La planta procesadora de leche UHT con denominación social Lácteos de Chiapas S.A de C.V. se encuentra ubicada en el tramo carretero Berriozábal- Ocozocoautla, km 3.5 municipio de Berriozábal, Chiapas.

Lácteos de Chiapas S.A. de C.V. es una empresa fundada tras varios años de dedicada labor por parte de productores ganaderos chiapanecos, la empresa se dedica a la elaboración de 3 principales tipos de producto: queso, crema y leche ultra pasteurizada en sus diferentes presentaciones: light, entera y semidescremada.

Tiene como visión ser una marca reconocida a nivel nacional, competir con empresas internacionales en calidad y precio logrando un alto prestigio y preferencia de los consumidores.

1.2.4.1. Historia de la empresa

Este proyecto surge de la inquietud de un grupo de ganaderos al darse cuenta que el campo ya no está siendo redituable debido al alto costo de mantenimiento y control sanitario del ganado y al bajo precio que se ha vendido la leche por muchos años.

Chiapas ha sido por tradición productor de leche, por lo que el proyecto de la planta Ultra pasteurizadora se hizo viable en la zona centro del estado.

De esta manera nace la primera planta Ultra Pasteurizada en Chiapas con denominación social “LÁCTEOS DE CHIAPAS S.A. de C.V.”. La cual procesa 6 mil litros de leche por hora, la cual está constituida por ganaderos que al comprar acciones tienen la ventaja de vender su producto a la planta, siempre y cuando cumplan con las normas de calidad establecidas.

La empresa cuenta con maquinaria de punta adquirida en la empresa Tetra Pack. La cual envasa leche UHT (Ultra Alta Temperatura). En presentaciones de 1 litro

1.2.5. Organigrama General

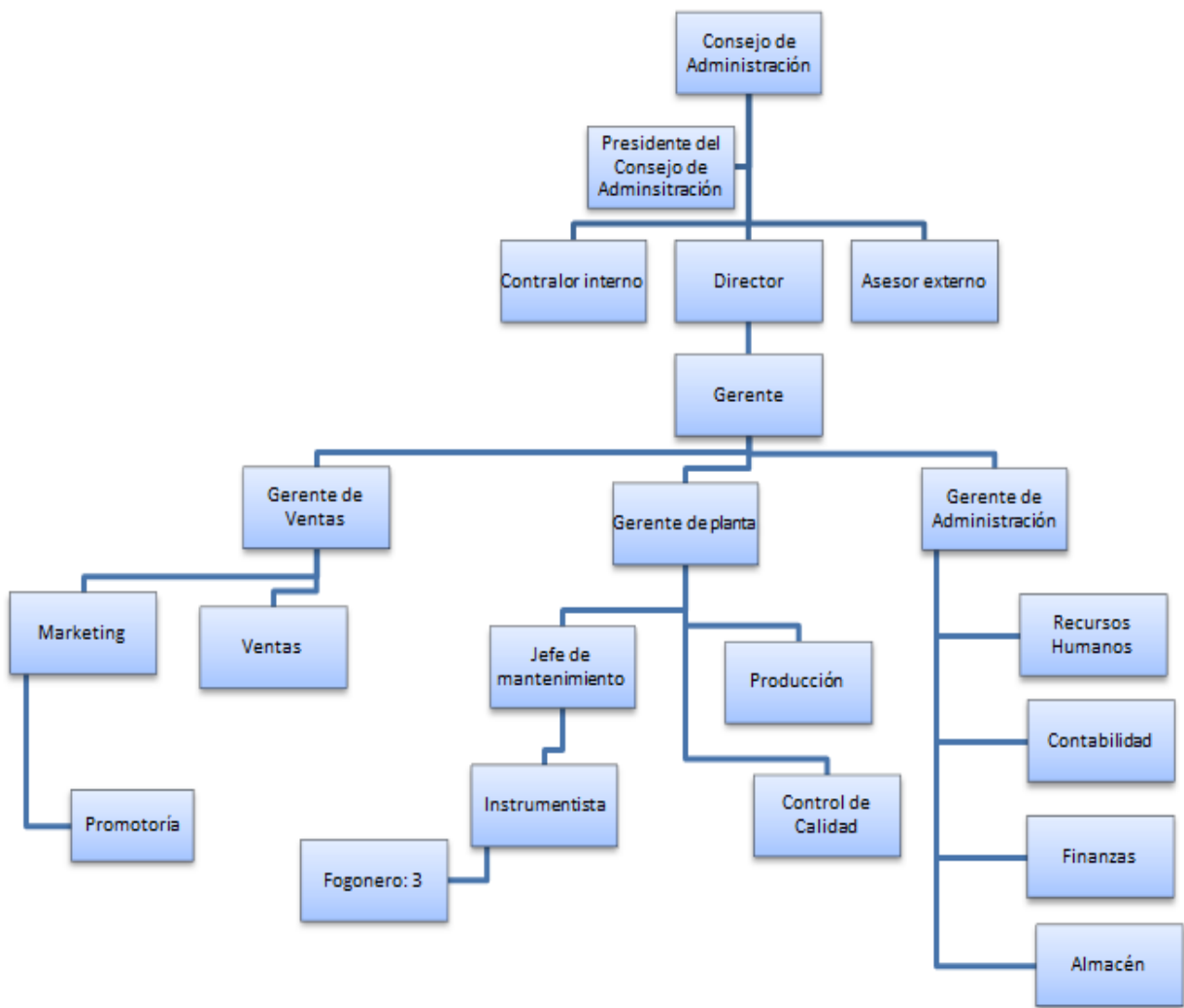


Figura 1.2 Organigrama General de la empresa

1.3. Justificación

La caldera es una máquina o dispositivo de ingeniería diseñado para generar vapor. Este vapor se genera a través de una transferencia de calor a presión constante, en la cual el fluido, originalmente en estado líquido, se calienta y cambia su fase al estado de vapor.

Para que una caldera pueda cumplir con todas sus funciones es sumamente importante que todos sus sistemas auxiliares se encuentren en perfectas condiciones trabajando a su máxima eficiencia posible.

Para poder obtener la máxima eficiencia en la caldera, es necesario que cuente con un adecuado y óptimo sistema de intercambio de calor, debido a que es uno de los factores primordiales que deben cuidarse, ya que este sistema es el que optimiza y hace eficiente el funcionamiento de la caldera, logrando así disminuir el exceso del consumo de combustible.

Para llevar a cabo el estudio de transferencia de calor, es necesario conocer las temperaturas de entrada y salida del agua de precalentamiento. Para ellos es necesario instalar termopares para medir las temperaturas de la cisterna de condensados.

Se pretende eliminar el consumo excesivo de vapor producido por el generador de vapor, que sirve para precalentar el agua que se le suministra a la caldera. Con esto se logrará la disminución del consumo excesivo de vapor, lo que significa que se consumirá menos combustible y por lo tanto se reducirán los costos de producción.

1.4. Objetivos

1.4.1. Generales

- Realizar el diseño del intercambiador de calor para optimizar y hacer eficiente el funcionamiento de la caldera, precalentando el agua de alimentación para evitar posibles choques térmicos y daños en el equipo, logrando además disminuir el exceso del consumo de combustible.

- Aplicar los conocimientos básicos de transferencia de calor para la selección, diseño, mantenimiento y control de equipos de intercambiador de calor.

1.4.2. Específicos

- Obtener mediante instrumentos de medición los datos de flujo volumétrico, temperaturas y presión del agua de precalentamiento.
- Realizar los cálculos y análisis para la adaptación del intercambiador de calor, logrando mantener una temperatura adecuada del agua para precalentar la caldera.
- Diseñar un intercambiador de calor de fácil instalación y bajo costo.
- Diseñar un intercambiador de calor con material resistente a las altas temperaturas, altas presiones y a la corrosión

1.5. Problema a resolver

La caldera de la unidad generadora de vapor es accionada intermitentemente y por lo tanto es necesario vigilar todo el tiempo de ella, por cualquier inconveniente que pueda surgir. Por ejemplo, vigilar las presiones y las temperaturas en los medidores para detectar cualquier problema que pueda ocurrir durante el funcionamiento del equipo.

Es por eso, que es necesario asegurarse del funcionamiento correcto de la caldera, para poder producir la cantidad de vapor requerida para el área de producción. De tal manera es necesario asegurarse de que no existan problemas en el suministro de agua, detectar y corregir las fugas de vapor, atender los problemas relacionados con las vibraciones del equipo y verificar las caídas de presión en la línea de vapor.

Lácteos de Chiapas S.A. de C.V. es una empresa que presenta problemas en el consumo excesivo de combustible y de vapor. El consumo excesivo de vapor, se debe a que el agua de alimentación para la caldera, se precalienta con el mismo vapor que la caldera produce. Dicho consumo de vapor, trae como consecuencia el consumo excesivo de combustible y por lo tanto genera más gastos a la empresa.

Se necesita retirar la línea de vapor puro, que actualmente precalienta el agua de alimentación del generador de vapor y calentarlo con la energía térmica del tanque de condensados, (figura 1.3) para así poder aprovechar la energía calorífica que contiene el depósito de las purgas o cisterna de condensados (figura 1.2), que provienen de la caldera. Se pretende hacer circular el agua tratada que sale del suavizador, por el intercambiador de calor que se está proponiendo instalar sumergido dentro del sumidero y después enviar el agua calentada al tanque de condensados a una temperatura que se encuentre entre los 60 y 70 °C.



Figura 1.3 Depósito de condensados y línea de alimentación de vapor puro



Figura 1.4 Cisterna de condensados (donde se almacenan las purgas de la caldera)

1.6. Alcances y limitaciones

Alcances:

- Este proyecto de residencia profesional será aplicado para aprovechar la energía calorífica contenida en la cisterna de condensados, con el objetivo de aprovechar la energía contenida, para precalentar el agua de alimentación de la caldera y contribuir de esta manera al ahorro de combustible.
- Se describe el método y análisis de un intercambiador de calor con el fin de calcular la transferencia de calor entre ambos fluidos y poder incrementar el rendimiento térmico de la planta generadora de vapor.

Limitaciones:

- Dentro del desarrollo de los cálculos, se presentaron dificultades para poder registrar la temperatura de la purga continua de la caldera, por lo que se propone una media de las lecturas obtenidas de estas temperaturas.
- La información presente en este proyecto es exclusivamente para la mencionada planta generadora de vapor.
- La cantidad de calor recuperada de esta cisterna es limitada por la temperatura del vapor acumulado.

1.7. Características del área en que participó

El área de mantenimiento es la unidad responsable de implementar todas las acciones que tienen como objetivo mantener los bienes muebles e inmuebles en un estado en el cual se pueda llevar a cabo las actividades institucionales. Estas acciones incluyen la combinación de las acciones técnicas y administrativas correspondientes.

Se cuenta con lineamientos que nos orientan y guían a la ejecución de funciones del Área de Mantenimiento.

Durante este tiempo, se nos explicó que la misión que tenemos en cuanto al mantenimiento es garantizar y mantener un adecuado funcionamiento para hacer operaciones continuas.

2. Fundamento Teórico

2.1. Caldera

Los gases calientes provenientes del horno ceden una porción de su calor a las superficies de calefacción de la caldera y estas las transmiten al líquido subenfriado que contiene hasta alcanzar el líquido su temperatura de ebullición o saturación durante la cual, el líquido se convierte en vapor y abandona la caldera como un vapor húmedo o como vapor seco.

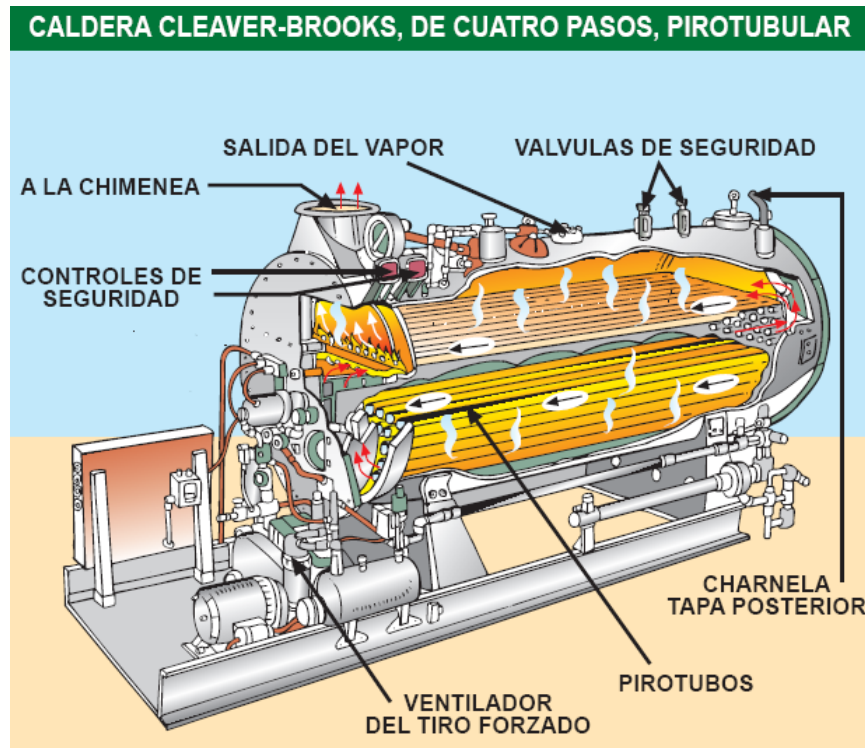


Figura 2.1 Caldera Cleaver-Brooks, de cuatro pasos pirotubular

2.2. Calderas con tubos múltiples de humo (pirotubulares)

Generalmente las calderas se clasifican de acuerdo a la forma en que los gases calientes entran en contacto con la superficie interior o exterior del haz de tubos calefactores de la caldera.

Atendiendo a la posición relativa entre el fluido a calentar y los gases de combustión:

- ✓ En las calderas pirotubulares (calderas de tubos de humo), los humos calientes circulan por el interior de los tubos sumergidos en el fluido, y
- ✓ En las calderas acuotubulares (caldera de tubos de agua), el fluido circula por el interior de los tubos sumergidos en una masa de humos.

Las Calderas con tubos múltiples de humo (pirotubulares), también se les denomina como igneotubulares o pirotubulares y pueden ser verticales u horizontales. Entre las calderas verticales pueden encontrarse dos tipos con respecto a los tubos:

- a) De tubos semisumergidos y
- b) De tubos totalmente sumergidos.

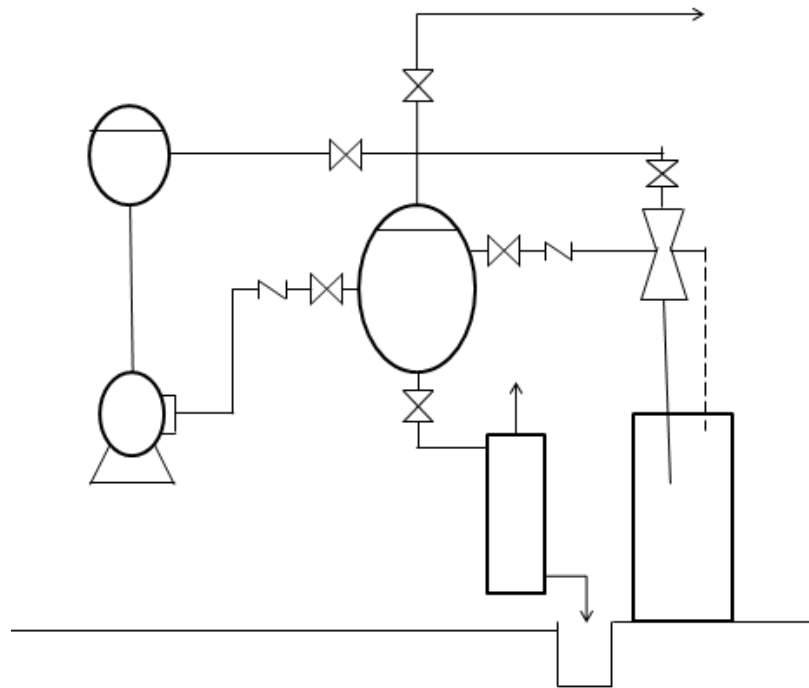


Figura 2.2 Circuito de la caldera pirotubular

2.3. Calderas Cleaver Books

Se cuenta con una caldera marca Cleaver Books, modelo CB-700-200, de 200 c.c. equipada para operar con gas L.P., cuenta con una capacidad evaporativa de 3130 kg/h, caldera paquete tipo horizontal, tubos de fuego, número de pasos de los gases de combustión cuatro pasos, tipo de operación automática, superficie de calefacción de 93.00 m². Maneja una presión de diseño de 10.5 kg/cm², y una presión máxima operación de 9.5 kg/cm², cuenta con una eficiencia térmica de 85%, con corriente eléctrica de control de 110V-60HZ, Monofásico y corriente eléctrica de fuerza de 220/440 V-60HZ. Trifásico.



Figura 2.3 Caldera Cleaver-Brooks

2.4. Estanque de alimentación y desaireador

Acumula el agua proveniente de la red de suministro o de reposición y el condensado que retorna a la caldera. Puede actuar como desaireador inyectándole vapor de la misma caldera.



Figura 2.4 Estanque de alimentación y desaireador

2.5. Bomba de alimentación

Se cuenta con una bomba de alimentación marca Aurora, modelo 15-TRL, que cuenta con una capacidad de 20.7 galones por minuto acoplado a un motor eléctrico de 7.5 hp tipo turbina.

Esta bomba consta principalmente de un impulsor o rotor que gira en la carcasa de la bomba, una cámara de impulsión y un accionamiento eléctrico. El líquido entra en la bomba por su eje central y se le hace girar por las aspas a una velocidad que aumenta progresivamente, hasta que dicho líquido es forzado a salir a lo largo de las aspas.

Pasa entonces a la cámara de impulsión de la bomba con una alta energía cinética, que le ha sido transferida por las aspas. En la cámara, esta energía es parcialmente convertida en presión, que es la presión de descarga de la que se ha dotado al líquido. El valor instantáneo de esta presión es siempre igual a la resistencia al flujo o caída de presión de la línea de proceso en la que la bomba está siendo utilizada.

La energía transferida por el motor de la bomba, a través del rotor, al líquido, se convierte en energía cinética y de presión. Parte de esta energía se pierde en forma de calor en la bomba. Es posible determinar la eficacia de la bomba si la energía del caudal descargado y su presión se divide por la energía suministrada por el motor al rotor.



Figura 2.5 Bomba de alimentación

2.6. El sistema de tuberías de vapor

El vapor pasa a través de la válvula principal de la bóveda de la caldera hacia un colector de distribución de vapor a alta presión. Desde aquí pasa a los equipos que necesitan vapor para su funcionamiento. El vapor a alta presión también fluye a través de una válvula reductora de presión a un colector de distribución de vapor a baja presión. Así este ya está listo para llegar a los puntos de consumo. Con frecuencia, en los puntos de consumo de vapor se instala una válvula reductora de presión, que asegura un ajuste fino de la presión del citado vapor.

El sistema de tuberías para conducción de vapor está expuesto a variaciones fuertes de temperatura. Esto produce expansiones térmicas considerables de las tuberías. Por ello es necesaria su instalación de manera que se permitan movimientos axiales de las mismas.



Figura 2.6 El sistema de tuberías de vapor

2.7. Depósito de retención de purgas

Necesario para el enfriamiento del agua de extracción y la acumulación de lodos antes de descargarla a la red de alcantarillado.



Figura 2.7 Depósito de retención de purgas

2.8. Sistema de tratamiento de agua (suavizador de agua)

El suavizador de agua, también llamado descalcificadora o ablandadora de agua, es un aparato que, por medios mecánicos, químicos y/o electrónicos trata el agua para reducir el contenido de sales minerales y sus incrustaciones en tuberías y depósitos de agua.

El agua con alto contenido de sales de calcio o magnesio (agua dura) tiende a formar incrustaciones minerales en las paredes de las tuberías. En algunos casos bloquean casi la totalidad de la sección del tubo.

2.9. Termodinámica

La termodinámica se puede definir como la ciencia de la energía. La energía se puede considerar como la capacidad para causar cambios. En la actualidad, el concepto se interpreta de manera amplia para incluir los aspectos de energía y sus transformaciones, incluida la generación de potencia, la refrigeración y las relaciones entre las propiedades de la materia [1].

2.10. Transferencia de calor

La transferencia de calor es la ciencia que trata de la determinación de las razones de esa transferencia, y la forma de la energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia en la temperatura [2].

2.11. Transferencia de calor por convección

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de las interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio.

El matemático francés Joseph Fourier dio una expresión ampliamente aceptada y que hoy en día se conoce como la ley de Fourier de la conducción de calor. Esta ley afirma que la velocidad de conducción de calor a través de un cuerpo por unidad de sección transversal es proporcional al gradiente de temperatura que existe en el cuerpo con el signo cambiado.

$$\frac{\dot{q}}{A} = -\frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.2)$$

Cuando agregamos la constante de proporcionalidad y despejando al flujo de calor tenemos:

$$\dot{q} = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.3)$$

Donde tenemos \dot{q} es la rapidez de transferencia de calor $\frac{\partial T}{\partial x}$ es el gradiente de la temperatura en la dirección del flujo de calor. A la constante positiva k se le llama conductividad térmica del material, y el signo menos se inserta para que satisfaga el segundo principio de la termodinámica, es decir, el calor deberá fluir hacia abajo en la escala de temperatura [2].

2.12. Conductividad térmica

La conductividad térmica k es una medida de la capacidad de un material para conducir calor. La conductividad térmica de un material se puede definir como la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por unidad de diferencia de temperatura.

El valor de la conductividad varía en función de la temperatura a la que se encuentra la sustancia. En la tabla 1.1 se muestra la conductividad térmica de algunos materiales y en la figura 2.8 se comparan los valores de las conductividades de diversos materiales [2].

The thermal conductivities of some materials at room temperature

Material	k , W/m · °C*
Diamond	2300
Silver	429
Copper	401
Gold	317
Aluminum	237
Iron	80.2
Mercury (l)	8.54
Glass	0.78
Brick	0.72
Water (l)	0.607
Human skin	0.37
Wood (oak)	0.17
Helium (g)	0.152
Soft rubber	0.13
Glass fiber	0.043
Air (g)	0.026
Urethane, rigid foam	0.026

Multiply by 0.5778 to convert to Btu/h · ft · °F.

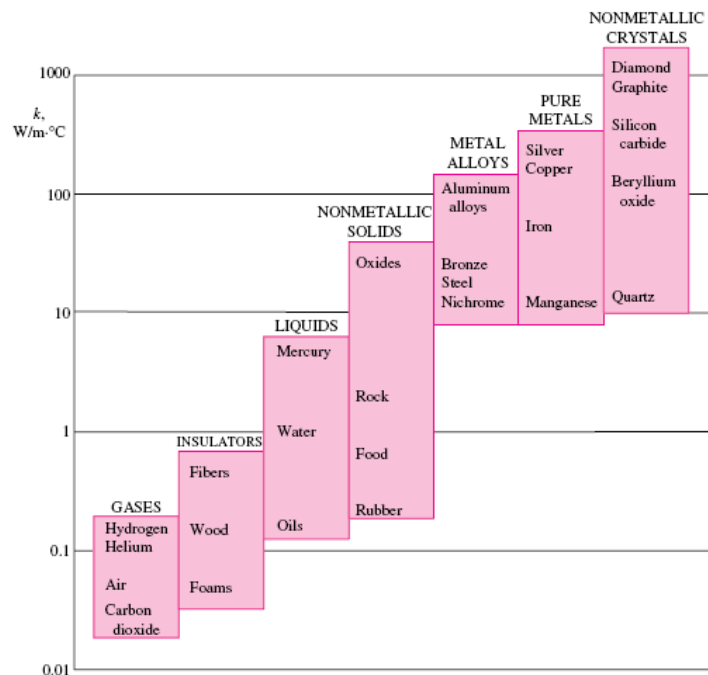


Tabla 1.1 Conductividad térmica de algunos materiales a la temperatura ambiente

Figura 2.8 Rango de la conductividad térmica de diversos materiales a la temperatura ambiente

2.13. Relaciones empíricas y prácticas para la transferencia de calor por convección forzada

2.13.1. Relaciones empíricas para corrientes en tuberías y conductos

Con los datos resultados de datos experimentales se puede obtener formulas empíricas y gráficas, de tal manera que son aceptadas para utilizarlas en la solución de problemas.

Una expresión clásica para el cálculo de la transferencia de calor en flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos es la que recomiendan Dittus y Boelter [3].

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (2.4)$$

Las propiedades que aparecen en esta ecuación se evalúan con el valor medio de la temperatura promedio del fluido, y el exponente n tiene los valores siguientes:

$$n = \begin{cases} 0.4 & \text{para calentar el fluido} \\ 0.3 & \text{para enfriar el fluido} \end{cases}$$

2.13.2. Relaciones empíricas para corrientes para la transferencia de calor por convección natural

En convección natural el flujo resulta solamente de la diferencia de temperatura del fluido disminuye con el incremento de temperatura. En un campo gravitacional, dichas fuerzas en densidad causadas por las diferencias en temperatura originan fuerzas de flotación.

Por lo tanto, en convección natural las fuerzas de flotación generan el movimiento del fluido. Sin una fuerza gravitacional la convección natural no es posible.

En convección natural una velocidad característica no es fácilmente disponible. La expresión general que describe este fenómeno está en función del tipo [3].

$$f(Nu, Pr, Gr) = 0 \quad (2.5)$$

2.14. El Número de Grashof

El número adimensional que caracteriza la convección natural como la razón de las fuerzas de flotabilidad con respecto a las fuerzas viscosas de forma.

$$Gr = \frac{g\beta(T_W - T_\infty)}{\nu^2} \quad (2.6)$$

Donde g es la aceleración de la gravedad, (9.81 m/s^2), β es el coeficiente volumétrico de expansión térmica (k^{-1}), T_W es la temperatura del tubo exterior, T_∞ es la temperatura del fluido y Pr es el número de Prandtl. Además, el coeficiente de dilatación volumétrica β puede determinarse de las tablas de propiedades del fluido concreto. Para gases ideales se puede calcular a partir de:

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (2.7)$$

Donde T es la temperatura absoluta del fluido.

2.15. Números adimensionales

2.15.1. Número de Reynolds

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de la aspereza superficial, de la velocidad del flujo, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas. Después de experimentos exhaustivos, en la década de 1880, Osborn Reynolds descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido.

Esta razón se conoce como número de Reynolds, el cual es una cantidad adimensional y se expresa para el flujo externo como:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VL_C}{\nu} = \frac{\rho VL_C}{\mu} = \frac{Vd_i}{\nu} \quad (2.8)$$

Donde V es la velocidad corriente superior (equivalente a la velocidad de la corriente libre para una placa plana), L_c es la longitud característica de la configuración geométrica (di) y $\nu = \mu/\rho$ es la viscosidad cinemática del fluido [3].

2.15.2. Número de Nusselt

En los estudios sobre convección, es práctica común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales. También es práctica común quitar las dimensiones del coeficiente de transferencia de calor h con el número de Nusselt, que se define como:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (2.9)$$

Donde k es la conductividad térmica del fluido y L_c es la longitud característica.

Para comprender el significado físico del número de Nusselt, considere una capa de fluido de espesor L y diferencia de temperatura $\Delta T = T_2 - T_1$ como se muestra en la figura 2.9

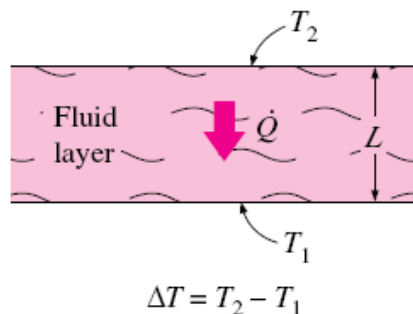


Figura 2.9 Transferencia de calor a través de una capa de fluido de espesor L y ΔT .

La transferencia de calor a través de la capa de fluido será por convección cuando esta última tenga algún movimiento y por conducción cuando esté inmóvil. En cualquiera de los dos casos, el flujo de calor (la velocidad de transferencia de calor por unidad de tiempo por unidad de área superficial) es:

$$\dot{q}_{conv} = h\Delta T \quad (2.10)$$

y

$$\dot{q}_{cond} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (2.11)$$

Y al dividir ambas ecuaciones se obtiene:

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{hL_C}{k} = Nu \quad (2.12)$$

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 a través de la misma capa. Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Un número de Nusselt de $Nu = 1$ para una capa de fluido representa transferencia de calor a través de ésta por conducción pura.

En general se tiene:

$$Nu = \frac{hL_C}{k} \quad (2.13)$$

Para un tubo circular, el número de Nusselt es determinado a partir de la ecuación:

$$Nu = \frac{h D}{k} \quad (2.14)$$

Donde D es el diámetro interior del tubo y k la conductividad térmica del material [2].

2.15.3. Número de Prandtl

La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica es por medio del parámetro número de Prandtl adimensional, definido como:

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{difusividad molecular de calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_P}{k} \quad (2.15)$$

Los números de Prandtl de los fluidos van desde menos de 0.01 para los metales líquidos, hasta más de 100 000 para los aceites pesados.

Nótese que el número de Prandtl es del orden de 10 para el agua. Los números de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad. El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos ($Pr \ll 1$) y con mucha lentitud en los aceites ($Pr \gg 1$) en relación con la cantidad de movimiento. Como consecuencia, la capa límite térmica es mucho más gruesa para los metales líquidos y mucho más delgada para los aceites, en relación con la capa límite de la velocidad [2].

2.16. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes. Los intercambiadores de calor difieren de las cámaras de mezclado en el sentido de que no permiten que se combinen los dos fluidos que intervienen.

En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor total U que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia.

La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un lugar dado a un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador.

El papel de los intercambiadores de calor ha adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y disponer de equipos óptimos no sólo en función de su análisis térmico y del rendimiento económico de la instalación, sino también en función de

otros factores como el aprovechamiento energético del sistema y la disponibilidad y cantidad de energía y de materias primas necesarias para cumplir una determinada función. Desde el momento en que un intercambiador de calor se instala y pone en funcionamiento dentro de un proceso de transferencia térmica, se precisa un determinado gradiente de temperatura para que se pueda efectuar la transmisión del calor; la magnitud de este gradiente se puede reducir utilizando un intercambiador mayor, pero esto a su vez implica un mayor coste, tanto de tipo económico, como energético.

2.16.1. Tipos de intercambiadores de calor según su construcción

2.16.1.1. Doble tubo

Es el intercambiador más sencillo, por el tubo interno circula uno de los fluidos, mientras que el otro fluido circula por el espacio anular. Dependiendo del sentido del flujo se clasifica en flujo paralelo y flujo contracorriente, este intercambiador junto con sus respectivos perfiles de temperaturas se muestra en la siguiente figura [2]:

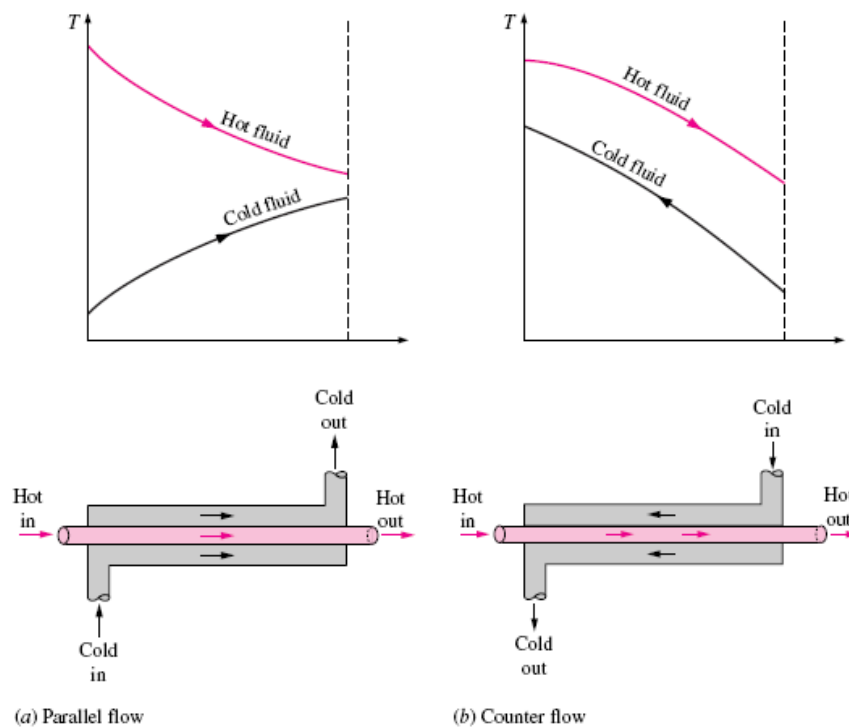
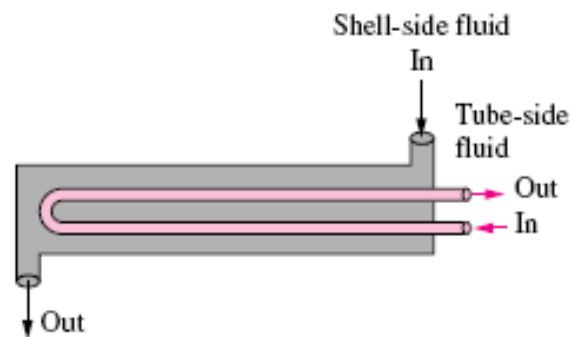


Figura 2.10 intercambiador de doble tubo

2.16.1.2. Coraza y tubo

La construcción más básica y común de los intercambiadores de calor es el de tipo tubo y coraza que se muestra en la imagen (2.11). Es el intercambiador más ampliamente usado en la industria. En este intercambiador un fluido fluye por el interior de los tubos, mientras el otro es forzado a través de la carcasa y sobre el exterior de los tubos. Para asegurar que el fluido por el lado de la carcasa fluya a través de los tubos e induzca una mayor transferencia de calor, se colocan deflectores o placas verticales. Es común encontrar intercambiadores de calor de 2, 4, 8, etc. pasos de tubos. De la misma manera existe la posibilidad que exista varios pasos de carcasa [2].



(a) One-shell pass and two-tube passes

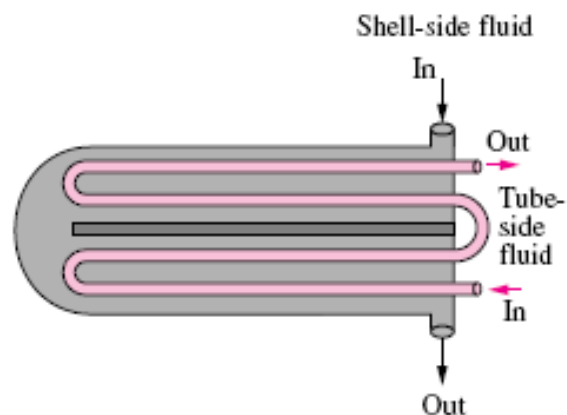


Figura 2.11 Disposiciones del flujo en pasos múltiples en los intercambiadores de calor de coraza y tubos. (a) Un paso por la coraza y dos pasos por los tubos. (b) Dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos.

2.16.1.3. Compactos

El intercambiador de calor tipo placa, como se muestra en la figura 2.12, consiste de placas en lugar de tubos para separar a los dos fluidos calientes y frío. Los líquidos calientes y fríos se alternan entre cada uno de las placas y los baffles dirigen el flujo del líquido entre las placas. Ya que cada una de las placas tiene un área superficial muy grande, las placas proveen un área extremadamente grande de transferencia térmica a cada uno de los líquidos. Por lo tanto, un intercambiador de placa es capaz de transferir mucho más calor con respecto a un intercambiador de carcasa y tubos con volumen semejante, esto es debido a que las placas proporcionan una mayor área que la de los tubos. El intercambiador de calor de plato, debido a la alta eficacia en la transferencia de calor, es mucho más pequeño que el de carcasa y tubos para la misma capacidad de intercambio de calor [3].

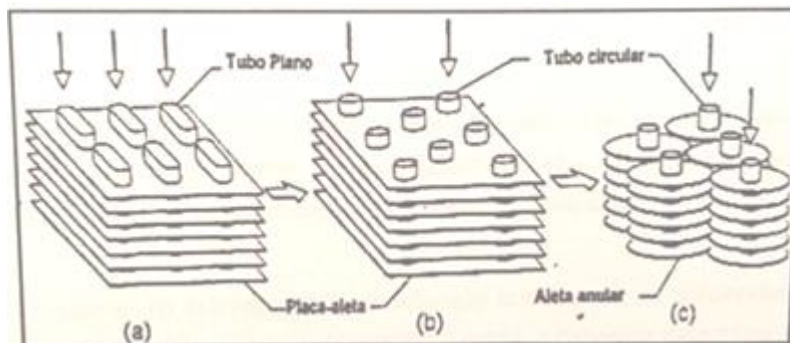


Figura 2.12 Intercambiador tipo compacto

2.16.1.4. Flujo cruzado

En los intercambiadores compactos los dos fluidos suelen moverse de manera *perpendicular* entre sí y a esa configuración de flujo se le conoce como flujo cruzado, el cual todavía se clasifica más como *flujo no mezclado* o *mezclado*, dependiendo de su configuración.

En la figura 2.13 (a), se dice que el flujo cruzado es *no mezclado* en virtud de que las aletas de placa fuerzan al fluido a moverse por un espaciamiento particular entre ellas e impiden su movimiento en la dirección transversal (es decir, paralelo a los tubos).

Se dice que el flujo cruzado que se ilustra en la figura 2.13 (b) es *mezclado*, dado que el fluido ahora tiene libertad para moverse en la dirección transversal. En un radiador de automóvil los dos fluidos son no mezclados. La presencia de la mezcla en el fluido puede tener un efecto significativo sobre las características de transferencia de calor del intercambiador.

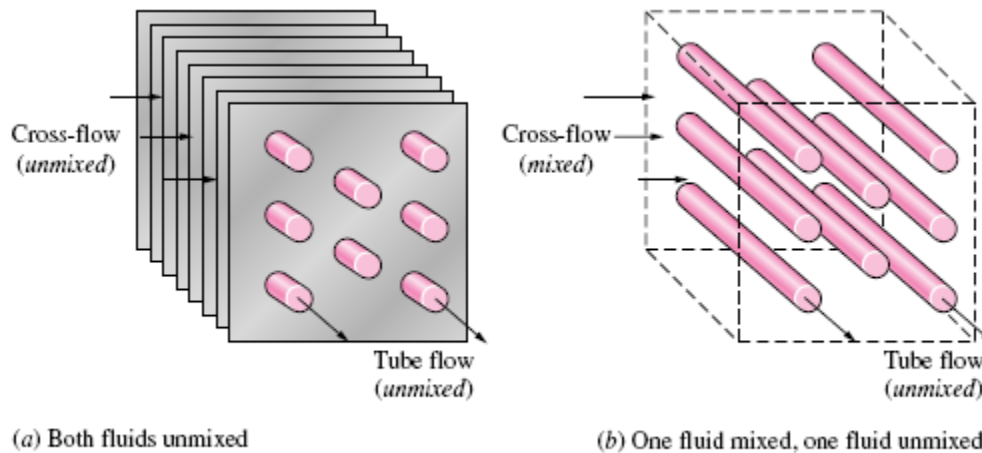


Figura 2.13 Intercambiador de calor de flujo cruzado

2.17. Diferencia de temperatura media logarítmica

Considérese el intercambiador de tubería doble que se muestra en la figura 2.10. Los fluidos pueden correr ya sea en flujo paralelo o a contracorriente; y los perfiles de temperaturas para estos casos se indican en la figura 2.14. Se propone calcular la transferencia de calor en este arreglo de tubería doble con:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (2.16)$$

Donde U es el coeficiente de transferencia de calor total, A es el área para transferencia de calor y ΔT_m es la diferencia de temperatura media adecuada a través del intercambiador de calor.

Una evaluación realizada a la figura 2.14 muestra que hay una diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío entre la entrada y salida, y se debe determinar el valor promedio que se usaría en la ecuación 2.15. Para el cambiador de calor de flujo paralelo que se ve en la figura 2.10 (a) el calor transferido de un elemento de área dA puede describirse como:

$$dq = -\dot{m}_h C_h dT_h = \dot{m}_c C_c dT_c \quad (2.17)$$

Donde los subíndices h y c designan, respectivamente, los fluidos calientes y frío. La transferencia de calor también podría expresarse como:

$$dq = U(T_h - T_c)dA \quad (2.18)$$

De la ecuación 2.17:

$$dT_h = \frac{-dq}{\dot{m}_h C_h} \quad (2.19)$$

$$dT_c = \frac{-dq}{\dot{m}_c C_c} \quad (2.20)$$

En donde m representa la rapidez de flujo en masa y c es el calor específico del fluido.

Por lo tanto:

$$dT_h - dT_c = (T_h - T_c) = -dq \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) \quad (2.21)$$

Resolviendo para dq de la ecuación 2.18 y sustituyendo en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) dA \quad (2.22)$$

Esta ecuación diferencial puede ignorarse ahora entre las condiciones 1 y 2 tal como se indica en la figura. El resultado es:

$$\ln \frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_1} = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) \quad (2.23)$$

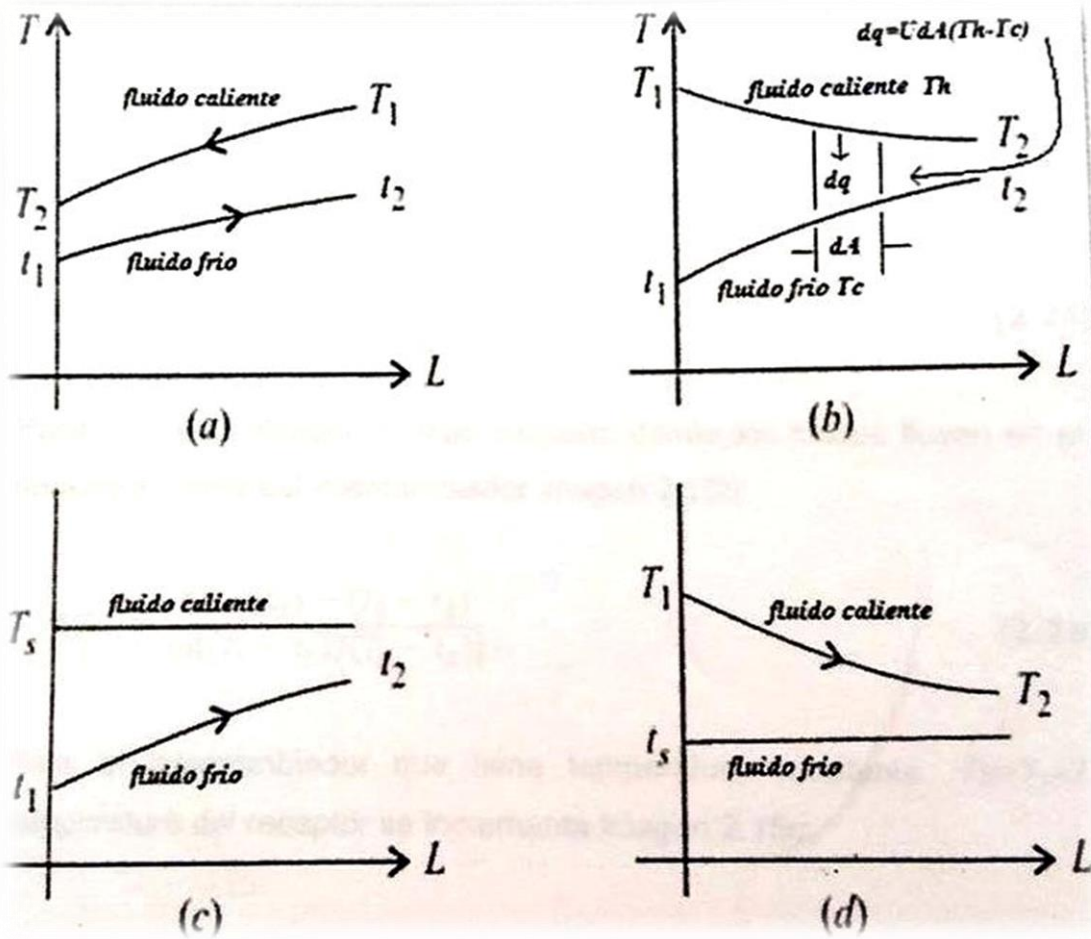


Figura 2.8 Cuatro arreglos básicos para los cuales la diferencia de temperatura media logarítmica se puede encontrar (a) Contraflujo, (b) Flujo paralelo, (c) Fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura y (d) Temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento.

Regresando a la ecuación 2.17, los productos $\dot{m}_c C_c$ y $\dot{m}_h C_h$ pueden expresarse en términos de la transferencia de calor total \dot{q} y las diferencias de temperatura totales de los fluidos calientes y frío:

$$m_h C_h = \frac{q}{T_1 - T_2} \tag{2.24}$$

$$m_c C_c = \frac{q}{t_1 - t_2} \tag{2.25}$$

Sustituyendo estas relaciones en la ecuación 2.23 se obtiene:

$$q = UA \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)]} \quad (2.26)$$

Comparando la ecuación 2.26 con la ecuación 2.16, se observa que la diferencia de la temperatura media es el agrupamiento de términos entre corchetes, por lo tanto:

- Para el intercambiador de contraflujo, donde los fluidos fluyen en sentidos contrarios a través del intercambiador de la figura 2.8 (a):

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln[(T_1 - t_1)/(T_2 - t_2)]} \quad (2.27)$$

- Para el intercambiador de flujo paralelo, donde los fluidos fluyen en el mismo sentido a través del intercambiador de la figura 2.8 (b):

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln[(T_1 - t_1)/(T_2 - t_2)]} \quad (2.28)$$

- Para el intercambiador que tiene temperatura constante, $T_s = T_l = T_2$ y la temperatura del receptor se incrementa según se observa en la figura 2.8 (c):

$$\Delta T_m = \frac{(t_2 - t_1)}{\ln[(T_s - t_1)/(T_s - t_2)]} \quad (2.29)$$

- Para el intercambiador que tiene temperatura del receptor es constante, $T_s = T_l = T_2$ y la temperatura fuente disminuye. Esto se observa en la figura 2.8 (d):

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - T_2)}{\ln[(T_1 - t_s)/(T_2 - t_s)]} \quad (2.30)$$

A esta diferencia de temperatura se le denomina Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (DTML).

Expresado verbalmente, es la diferencia de temperatura en un extremo del cambiador menos la diferencia de temperatura en el otro extremo, dividido entre el logaritmo natural del cociente de las dos diferencias. Para derivar la diferencia de temperatura media logarítmica se debe suponer que:

- El coeficiente global de transferencia de calor, U , es constante en toda su trayectoria.
- El flujo másico es constante.
- El calor específico es constante sobre toda la trayectoria.
- No hay cambios de fase o si las hay son procesos isotérmicos en toda la trayectoria.
- Las pérdidas de calor son despreciables.

Si se emplea un cambiador de calor distinto del de doble tubería, la transferencia de calor se calcula utilizando un factor de corriente F que se aplica a la DTML para un dispositivo de doble tubería a contracorriente con las mismas temperaturas frías y calientes para el fluido. La ecuación 2.15 de la transferencia de calor adopta, entonces, la forma:

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot F \Delta T_m \quad (2.31)$$

3. Procedimientos y descripción de las actividades realizadas

Durante nuestra Residencia Profesional, en Lácteos de Chiapas S.A de C.V., las actividades realizadas para llevar a cabo nuestros objetivos planteados son las siguientes:

El 27 de Enero del año 2014, nos presentamos en la empresa para dar inicio a nuestra residencia profesional, en compañía del ingeniero Juan Luis Alegría Díaz jefe de mantenimiento. Él nos informó que tenían ciertos trabajos próximos en la planta, y que podíamos apoyarlos. Después se nos explicó el funcionamiento de cada una de las máquinas que se usan dentro del área de producción, así como también en primera instancia, el funcionamiento y operación de la caldera, que ese sería nuestra área de trabajo.

Nos presentó con el personal de su área encargada, y nos brindó el apoyo, para solicitar cualquier herramienta que se necesitara en el transcurso de nuestra estancia. Después, nos concentramos en realizar el reconocimiento de la empresa y de la caldera, motivo de nuestra presencia en esa empresa.

Se inició nuestro proyecto tomando mediciones de la temperatura de las purgas diarias de la caldera, para poder saber aproximadamente a que temperatura se mantiene siempre este depósito, y así saber cuál es la temperatura máxima del vapor que se dispone en este depósito.

La mayor parte del tiempo que se pasó en la planta donde se desarrolló la Residencia Profesional, fue utilizado para encontrar los parámetros necesarios para el diseño del intercambiador de calor que se debe diseñar. Se tuvo que tomar en cuenta las condiciones de la planta adecuando la teoría que se aprendió en la escuela durante nuestra estancia como estudiantes con la experiencia que tienen los trabajadores del área de mantenimiento. Con ello, realizar la implementación de las ecuaciones aprendidas para diseñar el intercambiador de calor y cubrir las expectativas y las recomendaciones con los aspectos que se nos fueron encomendados. Además, se dibujó el intercambiador de calor en

SolidWorks donde se pudo modelar de manera virtual. Una vez que se tuvo toda la información se prosiguió a hacer una comprobación en el programa *Engineering Equation Solver*, EES, como se muestra en el anexo B.

4. Memoria de Cálculo

El cálculo de transferencia de calor en intercambiadores, se realiza empleando la ecuación:

$$\dot{q} = UAF\Delta T_m \quad (4.1)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de transferencia de calor, ΔT_m es la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica y F es un factor de corrección de las temperaturas.

Se considera los parámetros del intercambiador de calor, para precalentar el agua de la caldera.

Material del Serpentín	Cobre
Diámetro exterior del tubo del serpentín	0.028 m
Diámetro interior del tubo del serpentín	0.025 m
Longitud del serpentín	31.84 m
Área de transferencia de calor del serpentín	2.8015 m ²
Área transversal del serpentín	4.9087e-4 m ²
Caudal de entrada del agua al serpentín	0.666lt/s
Velocidad del agua en el interior del serpentín	1.373 m/s
Volumen del depósito de regulación	1400 lt
Temperatura de entrada del agua	27°C
Temperatura de salida del agua	60°C
Temperatura del agua dentro del depósito	80°C

Tabla 4.1 Características del intercambiador de calor

Con estos datos se hace el ensamble respectivo en SolidWorks. La imagen 4.1 muestra un esquema inicial de cómo se visualiza el intercambiador en el depósito de purgas.

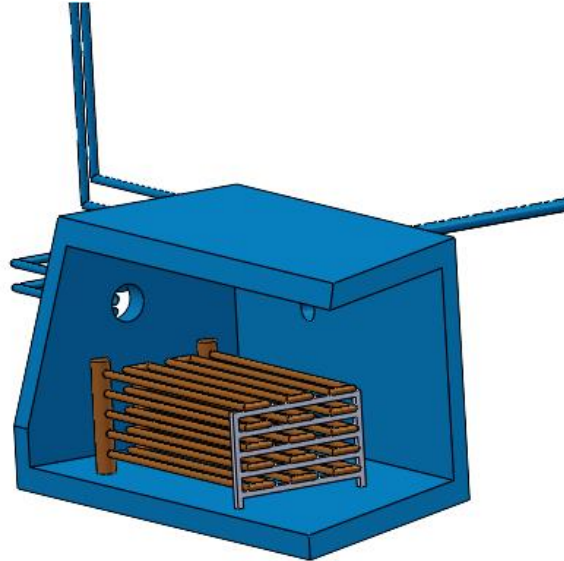


Imagen 4.1 Intercambiador de calor a adaptar

4.1. Propiedades del agua a temperatura alta

Propiedades del agua a 80°C . Se evalúan sus propiedades a temperatura media entre la entrada y salida, a partir de la tabla A-9 del libro de Transferencia y Calor de Masa de Yunnus A. Cengel. & Afshin J. Ghajar. 4a ed. (ver anexo A) [2].

Presión	101 325 Pa
Conductividad térmica	$0.7028 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
CP	$4.022 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
Densidad	1012 kg/m^3
Numero de Prandtl	2.187
Viscosidad dinámica	$0.0003822 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$
Coefficiente de expansión volumétrica	0.0005647 1/K

Tabla 4.2 Propiedades del agua del sumidero a una temperatura de 80°C

4.2. Propiedades del agua a la temperatura media

En el interior de la tubería circula agua a convección forzada. Se evalúan sus propiedades a temperatura media entre la entrada y salida, a partir de la tabla A-9 del libro de Transferencia y Calor de Masa de Yunnus A. Cengel. & Afshin J. Ghajar. 4a ed. (anexo A) [2].

$$T = \frac{(60+27)}{2} = 43.5^{\circ}C \quad (4.2)$$

Presión	344 739 <i>Pa</i>
Conductividad térmica	0.7463 <i>W/m · K</i>
CP	3.806 <i>kJ/kg · K</i>
Densidad	1103.382 <i>kg/m³</i>
Numero de Prandtl	3.725
Viscosidad dinámica	0.00073036 <i>kg/m · s</i>
Coefficiente de expansión volumétrica	0.000431 <i>1/K</i>

Tabla 4.2 Propiedades del agua

4.3. Cálculo del flujo másico del agua

Es la variación de la masa en el tiempo cuya expresión es la siguiente:

$$\dot{m} = \rho \bar{u} A = \rho \bar{u} \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right) \quad (4.3)$$

El cálculo del flujo másico se obtuvo de manera experimental y fue de 0.666 kg/s ya que no se contaba con la velocidad dentro de la tubería.

Por definición,

$$\bar{u} = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{\dot{m}}{\rho \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right)} \quad (4.4)$$

Sustituyendo los valores respectivos, se calcula la velocidad, la cual es 1.22964 m/s.

4.4. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Para calcular la transferencia de calor de los intercambiadores, el primer paso es encontrar el coeficiente global de transferencia de calor. Para ello se necesitan las resistencias térmicas por convección y conducción.

Para efectos de transferencia de calor, el serpentín se comporta como una pared cilíndrica en su interior circula agua y en el exterior de igual manera agua a diferente temperatura y cuyo coeficiente global de transferencia de calor tiene la siguiente expresión.

$$U = Rt^{-1} \quad (4.5)$$

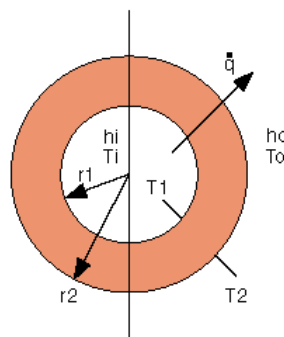


Imagen 4.2 Corte transversal del tubo del intercambiador de calor

Donde:

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{A_o h_o} \right]} \quad (4.6)$$

Debido a que la pared que existe en el tubo es suficientemente delgada $A_i = A_o = A$ y como el material del tubo es un buen conductor de calor, la resistencia debida a la conducción es despreciable, por lo que:

$$\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} = 0 \quad (4.7)$$

La ecuación 4.6 queda:

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{A_o h_o} \right]} \quad (4.8)$$

4.5. Número de Reynolds en el interior de los tubos

El número de Reynolds permite predecir el carácter turbulento o laminar en ciertos casos. Para flujos al interior de tubos, si el número de Reynolds es menor de 2300 el flujo será laminar y si es mayor de 4000 el flujo será turbulento.

$$Re = \frac{\rho \cdot \vec{u} \cdot d_1}{\mu} \quad (2.8)$$

Donde la ρ es la densidad del agua (kg/m^3), \vec{u} es la velocidad del agua en el interior del serpentín (m/s), d_i es el diámetro interno del tubo (m), y μ es la viscosidad absoluta del fluido ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$).

Sustituyendo los datos respectivos en la ecuación, el número de Reynolds será:

$$Re = \frac{\left(1103.382 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (1.22964 \text{ m/s})(0.025 \text{ m})}{\left(0.0007304 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}} \right)} = 46441.57$$

Por lo que el régimen del flujo del agua de enfriamiento a través del tubo es turbulento

4.6. Coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo

El número de Nusselt nos muestra la dependencia que existe entre el calor transferido por medio de la convección a través del fluido y el que se transferiría si solo existiese conducción. Una expresión clásica para el cálculo de la transferencia de calor en flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos es la que recomiendan Dittus y Boelter [3].

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (2.4)$$

Las propiedades que aparecen en esta ecuación se evalúan con el valor medio de la temperatura promedio del fluido, y el exponente n tiene los valores siguientes [2]:

$$n = \begin{cases} 0.4 & \text{para calentar el fluido} \\ 0.3 & \text{para enfriar el fluido} \end{cases}$$

Reemplazando el valor del número de Reynolds y el número de Prandtl en la ecuación 2.4 tenemos que el número de Nusselt es:

$$Nu = 0.023 (46441.57)^{0.8} (3.725)^{0.4} = 210.71$$

Despejando de la ecuación 2.14 el coeficiente de transferencia de calor tenemos:

$$h_i = \frac{Nu k}{D} = \frac{(210.71)(0.7463)}{0.025} = 6290.38 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

En la imagen 4.2 se especifica el coeficiente de transferencia de calor convectivo interior, h_i y el coeficiente de transferencia de calor exterior, h_o respectivamente.

4.7. Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos

Existen diferentes valores para calcular los valores promedio del número de Nusselt en diferentes configuraciones geométricas con sus respectivos esquemas. En esta tabla también se dan las longitudes características de las configuraciones y los intervalos del número de Rayleigh en los cuales la relación es aplicable. Todas las propiedades del fluido deben evaluarse a la temperatura de película $T_f = \frac{1}{2} T_s + T_\infty$. A continuación se muestra varios de ellos.

Geometry	Characteristic length L_c	Range of Ra	Nu
Vertical plate 	L	10^4-10^9 $10^{20}-10^{23}$ Entire range	$Nu = 0.59Ra_l^{1/4}$ (9-18) $Nu = 0.1Ra_l^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_l^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{5/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (complex but more accurate)
Inclined plate 	L		Use vertical plate equations for the upper surface of a cold plate and the lower surface of a hot plate Replace g by $g \cos \theta$ for $Ra < 10^9$
Horizontal plate (Surface area A and perimeter p) (a) Upper surface of a hot plate (or lower surface of a cold plate) 	A_s/p	10^4-10^7 10^7-10^{11}	$Nu = 0.54Ra_l^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra_l^{1/3}$ (9-23)
(b) Lower surface of a hot plate (or upper surface of a cold plate) 		10^6-10^{11}	$Nu = 0.27Ra_l^{1/4}$ (9-24)
Vertical cylinder 	L		A vertical cylinder can be treated as a vertical plate when $D \geq \frac{35L}{Gr_l^{1/4}}$
Horizontal cylinder 	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{5/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-25)
Sphere 	D	$Ra_D \leq 10^{11}$ ($Pr \geq 0.7$)	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{2/15}]^{1/2}}$ (9-26)

Tabla 4.3 Diversos números de Nusselt para distintas condiciones en convección libre

Como el serpentín se encuentra sumergido en el agua que proviene de las purgas de la caldera, ésta se encuentra en convección natural. De modo que durante el enfriamiento, el

movimiento del fluido es por el resultado de las fuerzas de flotación a la cual se somete el fluido por el cambio de densidad cuando cerca de la superficie de transferencia de calor disminuye por razón del proceso de calentamiento. Con ello se calcula el número de Nusselt, de acuerdo a la Tabla 4.3 para un cilindro horizontal [3]:

$$N_u = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 R_a^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{P_r} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{1}{4}}} \right\}^2 \quad \text{para } Ra \leq 10^{12} \quad (4.9)$$

Donde R_a es el número de Rayleigh que caracteriza a la convección natural que se obtiene a través del producto:

$$R_a = G_r \cdot P_r \quad (4.10)$$

Donde G_r es el número adimensional de Grashof y que es el cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas de viscosidad:

$$G_r = \frac{g \beta (T_w - T_\infty) d^3}{\nu^2} \quad (4.11)$$

Donde g es la fuerza de gravedad del exterior ($9.81 \frac{m}{s^2}$), β es el coeficiente de expansión volumétrico (K^{-1}), T_w es la temperatura del tubo exterior, T_∞ es la temperatura del agua que proviene de las purgas de la caldera, d es el diámetro exterior del tubo del serpentín, ν es la viscosidad cinemática del agua de las purgas y P_r es número de Prandtl.

Con nuestros datos se puede calcular el número de Grashof a partir de la ecuación 4.10:

$$G_r = \frac{\left(9.807 \frac{m}{s^2} \right) (0.00056471 K^{-1}) (353 K - 316.5 K) (0.028 m)^3}{\left(\frac{0.00073036 \frac{kg}{m \cdot s}}{1103.382 \frac{kg}{m^3}} \right)^2} = 101127597.71$$

Con la ecuación 4.9 se calcula el número de Rayleigh:

$$R_a = (101127597.71)(2.187) = 221149056.19$$

Sustituyendo los datos en la ecuación 4.8 se calcula el número de Nusselt:

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{(0.387)(22115109.84)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{2.187} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 = 40.86$$

Despejando el coeficiente de transferencia de calor exterior en la convección libre de acuerdo a la definición del número de Nusselt y sustituyendo los valores respectivos:

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{d_o} = \frac{(40.86)(0.7028)}{0.028m} [W/m \cdot K] = 1025.62 W/m^2 \cdot K$$

A partir de la ecuación (4.8) y considerando además que el área exterior e interior del tubo son iguales se calcula la resistencia térmica utilizando la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_i \cdot h_i} + \frac{1}{A_o \cdot h_o} \right]} = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \right] \frac{1}{A}} = \frac{A}{\left[\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \right]} \quad (4.12)$$

Sustituyendo los valores de h_i y h_o en la expresión anterior:

$$U = \frac{A_s}{\left[\frac{1}{6290.38} + \frac{1}{1025.62} \right] \frac{m^2 \cdot K}{W}} = 881.84 \cdot A_s \frac{W}{m^2 \cdot K} = 0.88184 \cdot A_s \frac{kW}{m^2 \cdot K}$$

4.8. Cálculo del área total de transferencia de calor

Por definición, el área total es calculada a través de la ecuación:

$$A = \pi \cdot d_o \cdot L \quad (4.13)$$

Donde d_o es el diámetro exterior (0.028m) y L es la longitud del tubo.

4.9. Cálculo de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (DTML)

El cálculo para la DTML se realiza a base a las temperaturas del agua que rodea y la temperatura del agua dentro del serpentín. El agua que se precalienta servirá para realizar el proceso más económico gracias al ahorro de combustible.

La diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador de calor y resulta conveniente considerar una *diferencia de temperatura media logarítmica* ΔT_m para usarse en la relación:

$$Q = U \cdot \Delta T_m \cdot F \quad (4.14)$$

Se consideran para este cálculo:

- La temperatura del sumidero: $T_s=80^\circ\text{C}$
- La temperatura del agua en la entrada del intercambiador de calor: $T_1=27^\circ\text{C}$
- La temperatura del agua en la salida del intercambiador de calor: $T_2=60^\circ\text{C}$

Sustituyendo los valores correspondientes a la ecuación (2.30) tenemos:

$$\Delta T_m = \frac{(60 - 27)}{\ln[(80 - 27)/(80 - 60)]} = 33.86144^\circ\text{C}$$

4.10. Cálculo del factor de corrección de las temperaturas (F)

F es el factor de corrección, el cual depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y de salida de las corrientes de fluido caliente y frío.

El factor de corrección F para un intercambiador de calor es una medida de la desviación de la ΔT_m con respecto a los valores correspondientes para el caso de contra flujo [2].

El factor de corrección F para las configuraciones comunes de los intercambiadores de este tipo, según la literatura, es uno.

4.11. Cálculo de transferencia de calor total

Con los valores de U , F y ΔT_m que fueron calculados con anterioridad se determina la transferencia total de calor necesaria para poder alcanzar la temperatura deseada mediante la ecuación termodinámica (2.31):

$$Q = \dot{m} \cdot C_p (T_{ent} - T_{sal}) \quad (4.15)$$

Con los valores previamente calculados en las tablas respectivas:

$$Q = (0.666) \left(3.806 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right) (27 - 60)^\circ C = 83.65 kW$$

4.12. Cálculo de la longitud del intercambiador de calor

Sustituyendo adecuadamente los valores en la ecuación 4.14:

$$Q = 83.65 kW = \left[0.88184 \cdot A_s \frac{kW}{m^2 \cdot K} \right] [33.86144^\circ C][1]$$

$$Q = 83.65 kW = \left[0.88184 (\pi \cdot d_0 \cdot L) \frac{kW}{m^2 \cdot K} \right] [33.86144^\circ C][1]$$

Sustituyendo la ecuación 4.11 en la ecuación 4.12 tenemos:

$$L = \frac{83.65 kW}{\left(0.88184 \frac{kW}{m^2 \cdot K} \right) (\pi) (0.028m) (33.86^\circ C) (1)} = 31.84 m$$

Entonces tenemos que la longitud de nuestro serpentín tiene que tener **32 metros** para asegurar que la temperatura del agua a la salida del serpentín sea de 60°C.

5. Evaluación o impacto económico, social o tecnológico

El presente Estudio de Impacto Ambiental corresponde a la optimización de la planta Lácteos de Chiapas S.A de C.V., esto es un instrumento de la política ambiental destinado a regular la ejecución de obras o actividades para evitar o reducir sus efectos negativos en el ambiente y en la salud humana.

La evaluación de impacto ambiental está dirigida a efectuar análisis detallado del proyecto que se está llevando a cabo y sobre todo del sitio donde se pretende realizar, con el propósito de identificar y cuantificar los impactos ambientales que puede ocasionar su ejecución. Así de esta manera nosotros podemos establecer la factibilidad ambiental de nuestro proyecto (análisis costo- beneficio ambiental) y, en su caso, poder determinar las condiciones para su ejecución y las medidas de prevención y mitigación de los impactos ambientales que será necesario tomar para evitar o reducir al mínimo los efectos negativos sobre el ambiente.

Las principales ventajas del aprovechamiento de la energía calorífica que hay dentro de la cisterna, son económicas y ambientales; ahorro en el uso del combustible para la generación de vapor.

Sin embargo, este tipo de energía presenta un cierto impacto medioambiental en el entorno, causado por las emisiones gaseosas y líquidas.

Para mitigar probables daños, es posible el tratamiento del fluido antes de su descarga, afortunadamente ya se cuenta con cierto tratamiento, que no es agresivo con el medio ambiente ni con uno mismo. Podemos evitar en gran parte muchos problemas de este tipo, realizando un diseño un intercambiador de calor apropiado.

Como se sabe la tecnología como elemento clave para la creación y el sostenimiento de la ventaja competitiva en un mercado debe ser administrado de manera estratégica por cada empresa.

Cada organización evalúa las repercusiones que cada uno de sus planes de negocios tendrá sobre los objetivos estratégicos así como saber sobre la generación de valor, también cada decisión relativa a la adquisición de nuevas tecnologías debe ser sometida a un análisis exhaustivo para verificar su pertinencia con la estrategia de la compañía. Ahora dicho proceso incluye una serie de etapas, entre las cuales se encuentran el análisis técnico, el cualitativo y el financiero.

Si bien, el diseño del intercambiador de calor es único y exclusivo para precalentar agua de la caldera, en esta planta, con el cual, desarrollando su diseño con ayuda de programas de diseño, hemos satisfecho las necesidades de la empresa. Cumpliendo con el análisis técnico, financiero y cualitativo.

Es de saber que para alcanzar la temperatura deseada precalentar el agua de la caldera, se necesitan 37 metros de tubería de cobre del tipo k de 1 in, codos a 180° soldables, TUBULAR 1X1" de acero para la base.

En las siguientes tablas se presentan ciertas especificaciones de cada uno de los materiales a utilizar.

FERRETERIA Y MATERIALES "EL IMAN" S.A. DE C.V. R.F.C. FMI001127KB5	
Domicilio Fiscal Calle 2aa. Av. OTE. SUR.No. 4 Col. Centro, CP 30187, LAS MARGARITAS, CHIAPAS MEXICO	
Lugar de expedición Calle 2s AV. OTE: SUR.No. 4. Col. CENTRO; CP: 30187, LAS MARGARITAS, CHIAPAS.	

Tabla de Materiales	
Materiales	Precios
Tubo de cobre tipo K de 1in (6.10 m)	\$ 815.00
Codo de 90° soldable	\$ 29.00
Codo de 180° de retorno	\$ 71.5
Perfil tubular rectangular de acero 1x1 in (6.1m)	\$ 90

Costo Final		
Total	Tubo de cobre 36m	\$4,890.00
Total	50 codos de 90° soldable	\$1450.00
Total	Perfil Tubular (12m)	\$180.00
	Total	\$ 6,520.00

6. Resultados Obtenidos

El objetivo aquí, es presentar los resultados del análisis del diseño del intercambiador de calor, mostrando así los datos obtenidos con ayuda de ciertos programas.

Para poder corroborar y ser más exactos con los cálculos para el diseño del intercambiador de calor, se diseñó un programa en EES, acrónimo de Engineering Equation Solver, debido a que contiene en gran parte muchas de las propiedades termodinámicas y termo físicas.

Este programa que fue de gran ayuda, porque se pudo resolver con facilidad gran parte de los cálculos, de tal manera que se compararon los valores obtenidos con los realizados en calculadora. Con esto se pudo validar nuestro diseño

Dentro del programa EES, se planteó el problema que tiene la empresa, anotando todos los datos necesarios, para hacer un correcto análisis, así como todas las fórmulas para llegar a

un buen resultado. Si bien, se puede verificar en el anexo B, el planteamiento del problema, la tabla de resultados y algunas gráficas. Aquí tenemos una tabla con los resultados obtenidos del EES.

TABLA DE RESULTADOS OBTENIDOS DEL EES

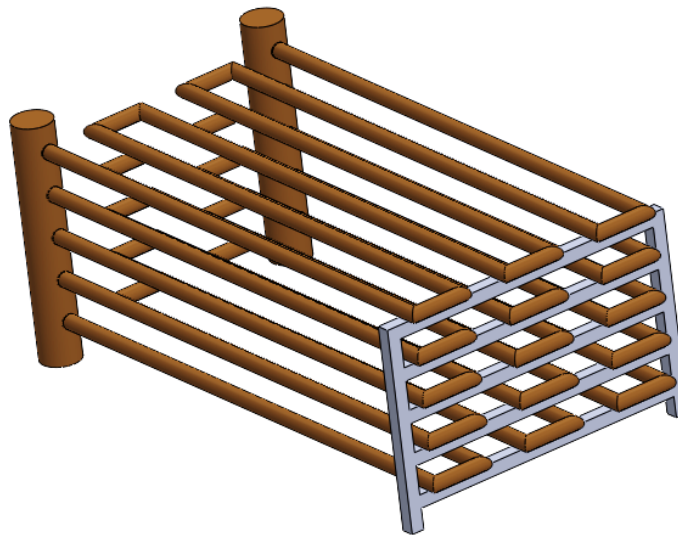
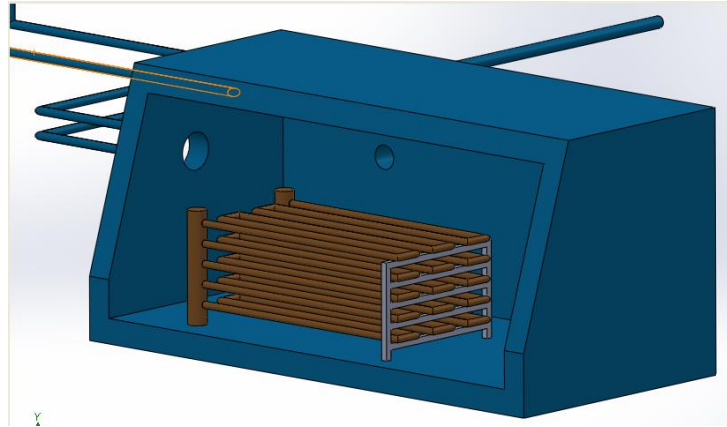
Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$B_3 = 0,0005647 \text{ [1/K]}$	$B_4 = 0,000431 \text{ [1/K]}$
$C_{p3} = 4,022 \text{ [kJ/kg-K]}$	$C_{p4} = 3,806 \text{ [kJ/kg-K]}$
$D_3 = 1012 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$D_4 = 1103 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
$D_{ext} = 0,028$	$D_{int} = 0,025$
$G_i = 1,012E+07$	$h_i = 6290$
$h_o = 1026$	$K_3 = 0,7028 \text{ [W/m-K]}$
$K_4 = 0,7463 \text{ [W/m-K]}$	$L = 31,84$
$\dot{m} = 0,666 \text{ [kg/s]}$	$N_{u1} = 210,7$
$N_{u2} = 40,86$	$P_{int} = 344739 \text{ [pa]}$
$P_{R3} = 2,187$	$P_{R4} = 3,725$
$P_{sum} = 101325 \text{ [pa]}$	$Q = 83,65$
$R_a = 2,215E+07$	$R_e = 46442$
$TT_e = 20$	$TT_i = 53$
$T_f = 60 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_i = 27 \text{ [}^\circ\text{C]}$
$T_{lm} = 33,86$	$T_m = 43,5$
$T_{sum} = 80 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$U = 0,8819$
$V = 1,23$	$vis_3 = 0,0003822 \text{ [kg/m-s]}$
$vis_4 = 0,0007304 \text{ [kg/m-s]}$	

Calculation time = .0 sec

Haciendo uso del programa de Diseño Asistido por Computadora “SolidWorks” para modelado mecánico, se diseñó el intercambiador de calor.

El programa permite modelar las piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos técnicos como otro tipo de información necesaria para la producción. En los anexos C y D se aprecia el diseño del intercambiador de calor con todos los detalles.



En el anexo B, Se desarrolla el problema propuesto por la empresa, y sus resultados en las tablas con gráficas. Los objetivos se alcanzaron, pudiendo así, optimizar la energía calorífica que se encuentra en este depósito y pudiendo contribuir a la disminución del consumo excesivo de combustible en la operación de la caldera.

7. Conclusiones y recomendaciones

Durante nuestra estancia en Lácteos de Chiapas ubicada en el municipio de Berriozábal pudimos fusionar los conocimientos adquiridos en nuestra formación profesional con la formación laboral, donde desarrollamos nuestro proyecto de residencia profesional, con el que cumplimos con un inconveniente en el cual estaba afectando el rendimiento en el proceso y al mismo tiempo consumir nuestra formación como profesionistas.

Nuestra información fue organizada de la mejor manera posible para entender los conceptos y la terminología de manera clara y precisa para poder tener una mejor perspectiva del proyecto que se realizó con una estructura sólida y firme para efectuar los cálculos correspondientes con la mínima incertidumbre posible y con el fundamento correspondiente al trabajo realizado.

Con los cálculos de transferencia de calor realizados en el diseño de nuestro intercambiador calor se puede fabricar de manera confiable para poder tener una mayor eficiencia en el proceso de transferencia de calor.

8. Bibliografía

- [1] Cengel, Yunus A., Boles Michael A., Termodinámica, Mc. Graw Hill, 7ª Edición, 2012.
- [2] Cengel, Yunus A., Ghajar, Afshin J., *Transferencia de calor y masa*, Mc. Graw Hill, 4ª Edición, 2011.
- [3] Holman, j.p., transferencia de calor, Mc. Graw Hill, 8ª, 1998.
- [4] Wikipedia, Enciclopedia Libre, 2014
- [5] Programa Engineering Equation Solver, EES. Programa proporcionado en el texto de Termodinámica de Cengel, Mc. Graw Hill, 7ª edición.
- [6] Programa SolidWorks 2013.

9. Anexos: planos, gráficas, prototipos y diagramas

Anexo A: Tabla de líquido saturado [2]

TABLE A-9 Properties of saturated water

Temp. T, °C	Saturation Pressure P _{sat} , kPa	Density ρ, kg/m ³		Enthalpy of Vaporization h _{fg} , kJ/kg	Specific Heat c _p , J/kg · K		Thermal Conductivity k, W/m · K		Dynamic Viscosity μ, kg/m · s		Prandtl Number Pr		Volume Expansion Coefficient β, 1/K
		Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4185	1863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.633 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2114	4311	2314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2083	4340	2420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2050	4370	2490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1,002.1	887.3	5.153	2015	4410	2590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1,254.4	876.4	6.388	1979	4460	2710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1,553.8	864.3	7.852	1941	4500	2840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2,318	840.3	11.60	1859	4610	3110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3,344	813.7	16.73	1767	4760	3520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4,688	783.7	23.69	1663	4970	4070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6,412	750.8	33.15	1544	5280	4835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8,581	713.8	46.15	1405	5750	5980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11,274	667.1	64.57	1239	6540	7900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	
340	14,586	610.5	92.62	1028	8240	11,870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	
360	18,651	528.3	144.0	720	14,690	25,800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	
374.14	22,090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵			

Anexo B: Codificación en el programa EES

"En la empresa de PRADEL ubicada en el municipio de Berriozábal tenemos una caldera en operación la cual es alimentada con agua tratada a una temperatura la cual oscila entre 80°C y 90°C, y para alcanzar hasta temperatura se le inyecta vapor sobrecalentado que proviene de la caldera para alcanzar la temperatura deseada como sabemos el vapor es costoso. En la caldera se realizan tres purgas al día para drenar los sedimentos contenidos en el agua, esta agua es almacenada en un sumidero para disminuir la contaminación térmica, lo que se realizara es aprovechar esta energía calorífica que este contiene.

Tenemos agua a 27°C a razón de 1.666 kg/s en un tubo delgado de cobre de 25mm de diámetro interior y 28mm de diámetro exterior que forma el serpentín de un intercambiador sumergible en el agua caliente del sumidero que provienen de la caldera y este se mantiene a una temperatura promedio de 80°C. Encontrar la longitud mínima para que el agua de alimentación llegue hasta una temperatura mínima de 60°C

*Suponemos condiciones de operaciones estables, propiedad de los fluidos constantes, coeficiente de transferencia de calor por conducción y convección constantes, la temperatura del sumidero es la misma que la de la pared exterior del tubo de cobre."

"DIAMETROS"

$$D_{ext}=28*(1/1000)$$

$$D_{int}=25*(1/1000)$$

"FLUJO MASICO"

$$m_{dot}=1.666[\text{kg/s}]$$

"TEMPERATURAS DE ENTRADA Y SALIDA"

$$T_i=27[^\circ\text{C}]$$

$$T_f=60[^\circ\text{C}]$$

"PROPIEDADES DEL AGUA A 80°C"

$$T_{sum}=80[^\circ\text{C}]$$

$$P_{sum}=101325[\text{pa}]$$

$$D_3=\text{DENSITY}(\text{Water};T=T_{sum};P=P_{sum})$$

$$C_{P3}=\text{CP}(\text{Water};T=T_{sum};P=P_{sum})$$

$$K_3=\text{CONDUCTIVITY}(\text{Water};T=T_sum;P=P_sum)$$

$$\text{VIS}_3=\text{VISCOSITY}(\text{Water};T=T_sum;P=P_sum)$$

$$P_R3=\text{PRANDTL}(\text{Water};T=T_sum;P=P_sum)$$

$$B_3=\text{VOLEXP COEF}(\text{Water};T=T_sum;P=P_sum)$$

"PROPIEDADES DEL AGUA A 43°C"

$$T_m=((T_i+T_f)/2)$$

$$P_int=344739[\text{pa}]$$

$$D_4=\text{DENSITY}(\text{Water};T=T_m;P=P_int)$$

$$C_P4=\text{CP}(\text{Water};T=T_m;P=P_int)$$

$$K_4=\text{CONDUCTIVITY}(\text{Water};T=T_m;P=P_int)$$

$$\text{VIS}_4=\text{VISCOSITY}(\text{Water};T=T_m;P=P_int)$$

$$P_R4=\text{PRANDTL}(\text{Water};T=T_m;P=P_int)$$

$$B_4=\text{VOLEXP COEF}(\text{Water};T=T_m;P=P_int)$$

"VELOCIDAD DENTRO DEL TUBO"

$$V=m_dot/(D_4*D_int^2*\pi/4)$$

"CALCULANDO NUMERO DE REYNOLDS"

$$R_e=(D_4*V*D_int)/\text{VIS}_4$$

"CALCULANDO NUMERO DE NUSSELT"

$$N_{u1}=0,023*R_e^{(0,8)}*P_R4^{(0,4)}$$

"CALCULANDO COEFICIENTE DE TRANFERENCIA INTERIOR"

$$h_i=(N_{u1}*K_4)/D_int$$

"CALCULANDO NUMERO DE GRASHOF PARA COEFICIENTE DE TRANFERENCIA EXTERIOR "

$$G_r=(g*B_3*(T_sum-T_m)*D_ext^3)/(\text{VIS}_4/D_4)^2$$

"CALCULANDO NUMERO DE RAYLEIGH PARA COEFICIENTE DE TRANFERENCIA EXTERIOR
"

$$R_a=G_r*P_R3$$

"CALCULANDO NUMERO DE NUSSELT PARA UN CILINDRO HORINZONTAL"

$$N_{u2}=(0,60+(0,387*R_a^{(1/6)}))/(1+(0,559/P_R3)^{(9/16)})^{(8/27)})^2$$

"CALCULANDO COEFICIENTE DE TRANFERENCIA EXTERIOR"

$$h_o=(N_u2*K_3)/D_{ext}$$

"CALCULANDO EL COEFICIENTE DE TRANFERENCIA TOTAL"

$$U=1/((1/h_i)+(1/h_o))*(1/1000)$$

"CACULANDO LA TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA"

$$TT_e=T_{sum}-T_f$$

$$TT_i=T_{sum}-T_i$$


$$T_{lm}=(TT_e-TT_i)/(\ln(TT_e/TT_i))$$

"CALCULANDO LA CANTIDAD DE CALOR TRANFERIDO EN EL PROCESO"

$$Q=m_{dot}*C_{P4}*(T_f-T_i)$$

"CALCULANDO LA LONGITUD DE LA TUBERIA"

$$L=Q/(U*T_{lm}*pi*D_{ext})$$

TABLA DE RESULTADOS OBTENIDOS DEL EES
 Solution

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$B_3 = 0.0005647 \text{ [1/K]}$

$C_{p3} = 4.022 \text{ [kJ/kg-K]}$

$D_3 = 1012 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$D_{ext} = 0.028$

$G_1 = 1.012E+07$

$h_o = 1026$

$K_4 = 0.7463 \text{ [W/m-K]}$

$\dot{m} = 0.666 \text{ [kg/s]}$

$N_{u2} = 40.86$

$P_{R3} = 2.187$

$P_{sum} = 101325 \text{ [pa]}$

$R_a = 2.215E+07$

$TT_e = 20$

$T_1 = 60 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$T_{lm} = 33.86$

$T_{sum} = 80 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$V = 1.23$

$vis_4 = 0.0007304 \text{ [kg/m-s]}$

$B_4 = 0.000431 \text{ [1/K]}$

$C_{p4} = 3.806 \text{ [kJ/kg-K]}$

$D_4 = 1103 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$D_{int} = 0.025$

$h_i = 6290$

$K_3 = 0.7028 \text{ [W/m-K]}$

$L = 31.84$

$N_{u1} = 210.7$

$P_{int} = 344739 \text{ [pa]}$

$P_{R4} = 3.725$

$Q = 83.65$

$R_e = 46442$

$TT_i = 53$

$T_i = 27 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$T_m = 43.5$

$U = 0.8819$

$vis_3 = 0.0003822 \text{ [kg/m-s]}$

Calculation time = .0 sec

TABLA PARA GRAFICAR LONGITUD
CONTRA TRANSFERENCIA DE CALOR

Parametric Table		
Table 1		
1..10	Q	L
Run 1	0	3,009E-36
Run 2	10	4,264
Run 3	20	8,527
Run 4	30	12,79
Run 5	40	17,05
Run 6	50	21,32
Run 7	60	25,58
Run 8	70	29,85
Run 9	80	34,11
Run 10	90	38,37

GRAFICA DE LONGITUD CONTRA TRANSFERENCIA DE CALOR

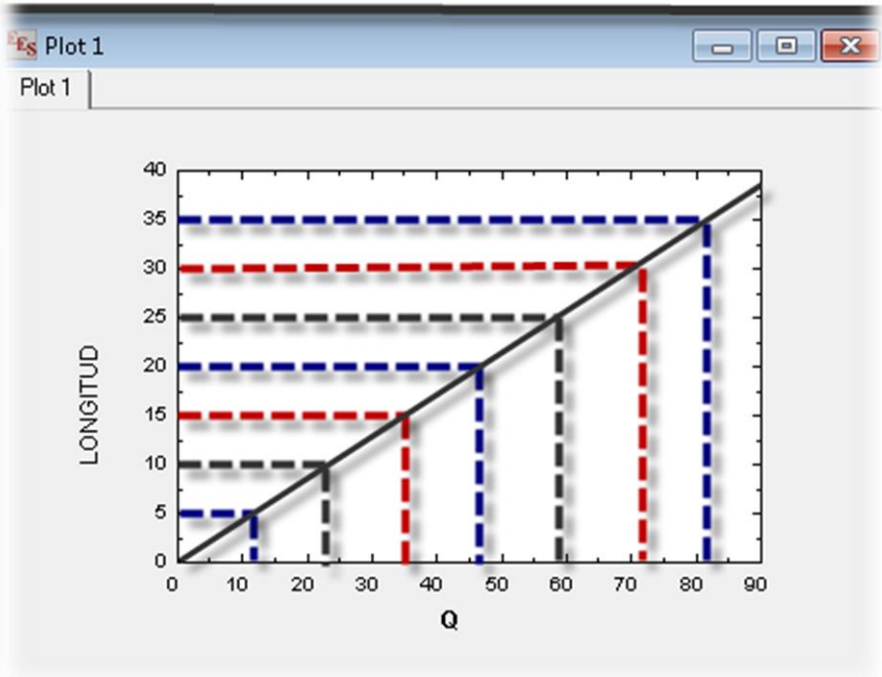
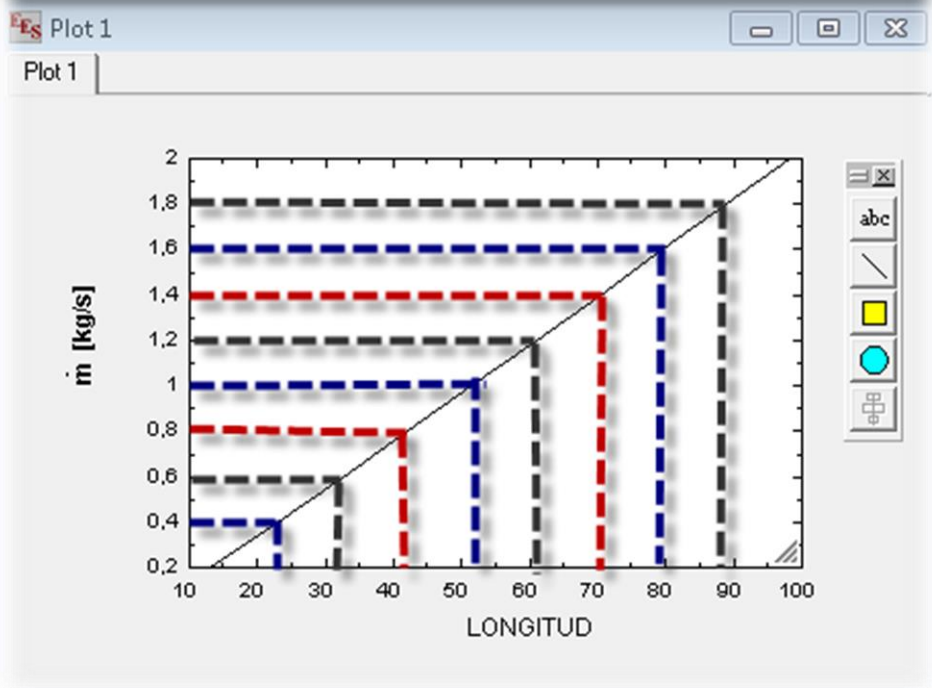


TABLA DE LONGITUD RESPECTO DEL FLUJO MASICO

Parametric Table

1..10	1 \dot{m} [kg/s]	2 L
Run 1	0,2	13,14
Run 2	0,4	22,93
Run 3	0,6	32,52
Run 4	0,8	42,02
Run 5	1	51,47
Run 6	1,2	60,88
Run 7	1,4	70,26
Run 8	1,6	79,63
Run 9	1,8	88,98
Run 10	2	98,32

GRAFICA DE LONGITUD RESPECTO DEL FLUJO MASICO



Anexo C: Figuras del Intercambiador de calor

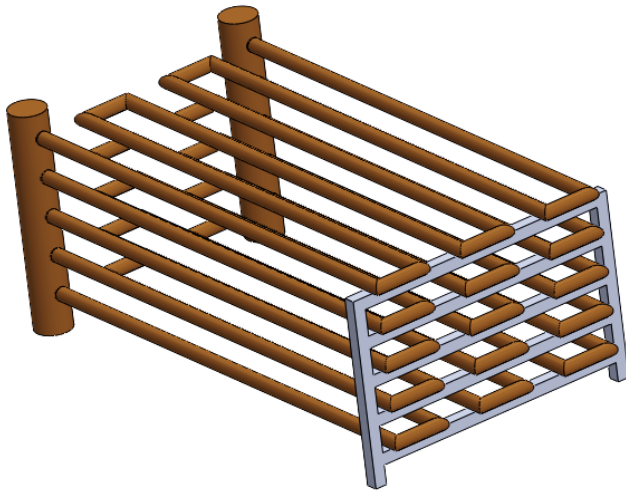


Imagen 9.1: Fluxes de tubos

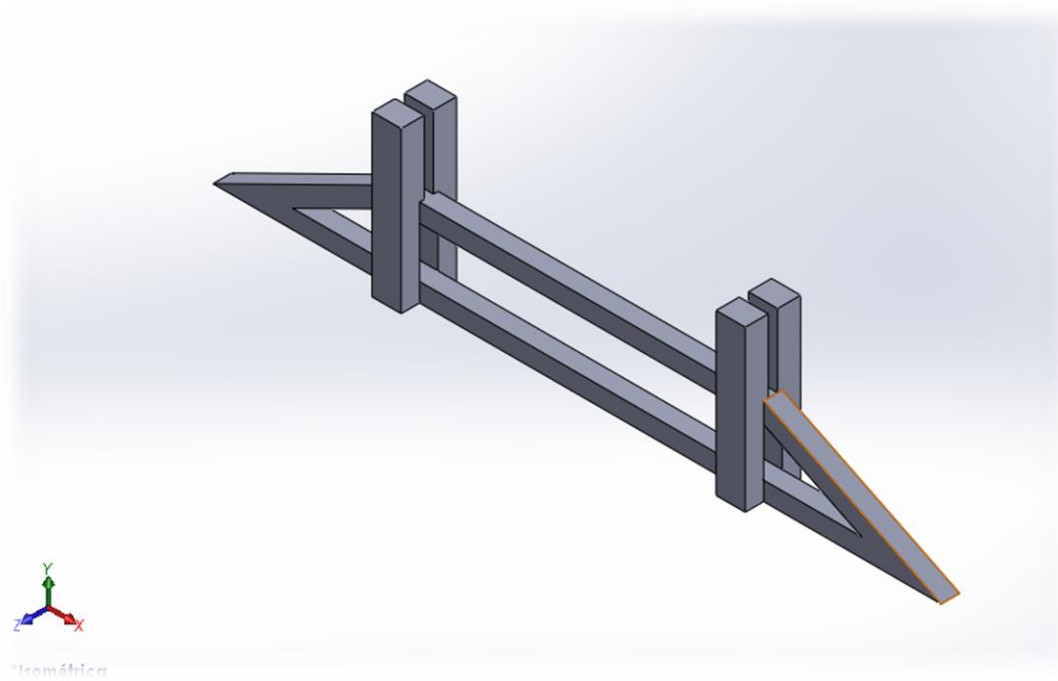


Imagen 9.2: Soporte del intercambiador de calor

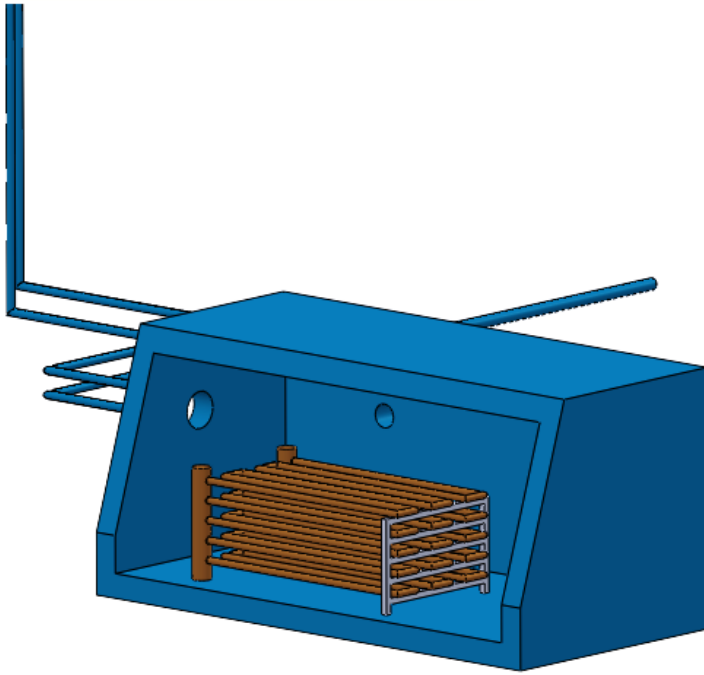


Imagen 9.3: Vista trimétrica del ensamble

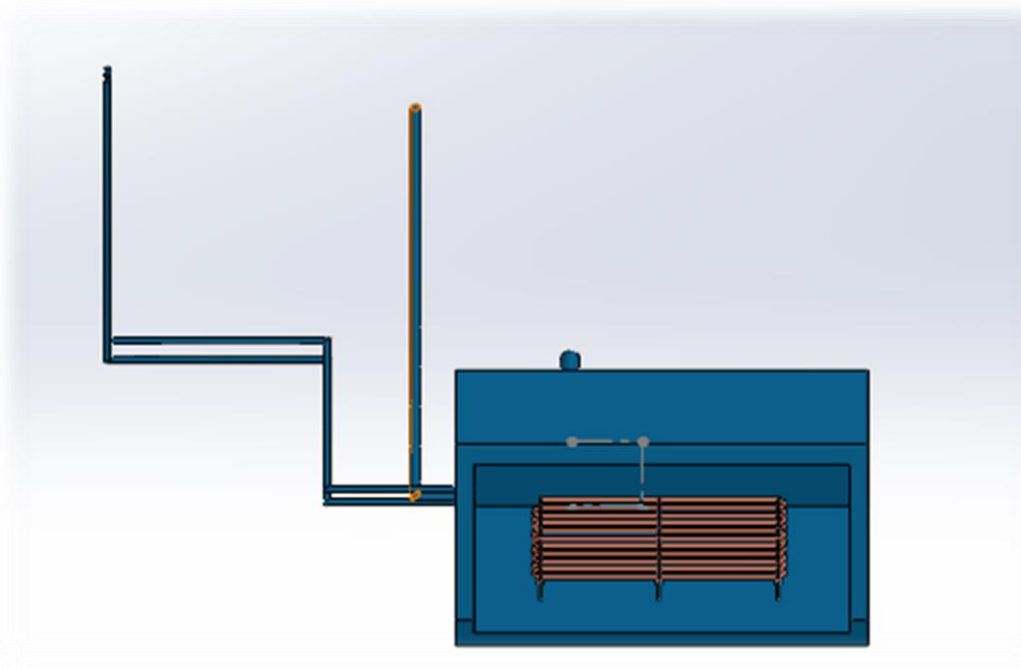


Imagen 9.4: Vista frontal del arreglo

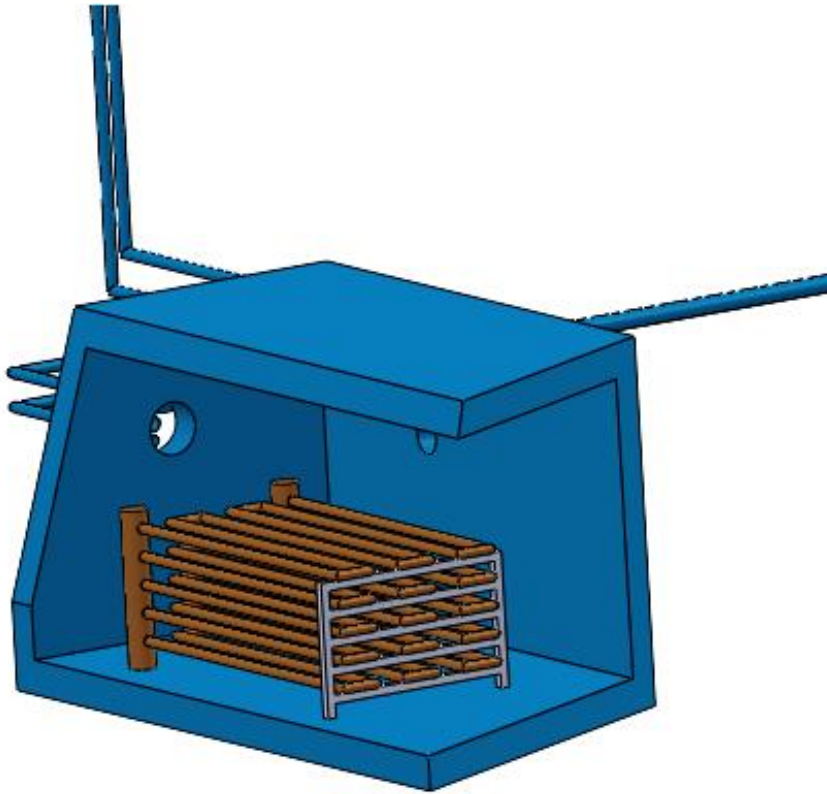


Imagen 9.5: Posición del intercambiador de calor dentro del depósito

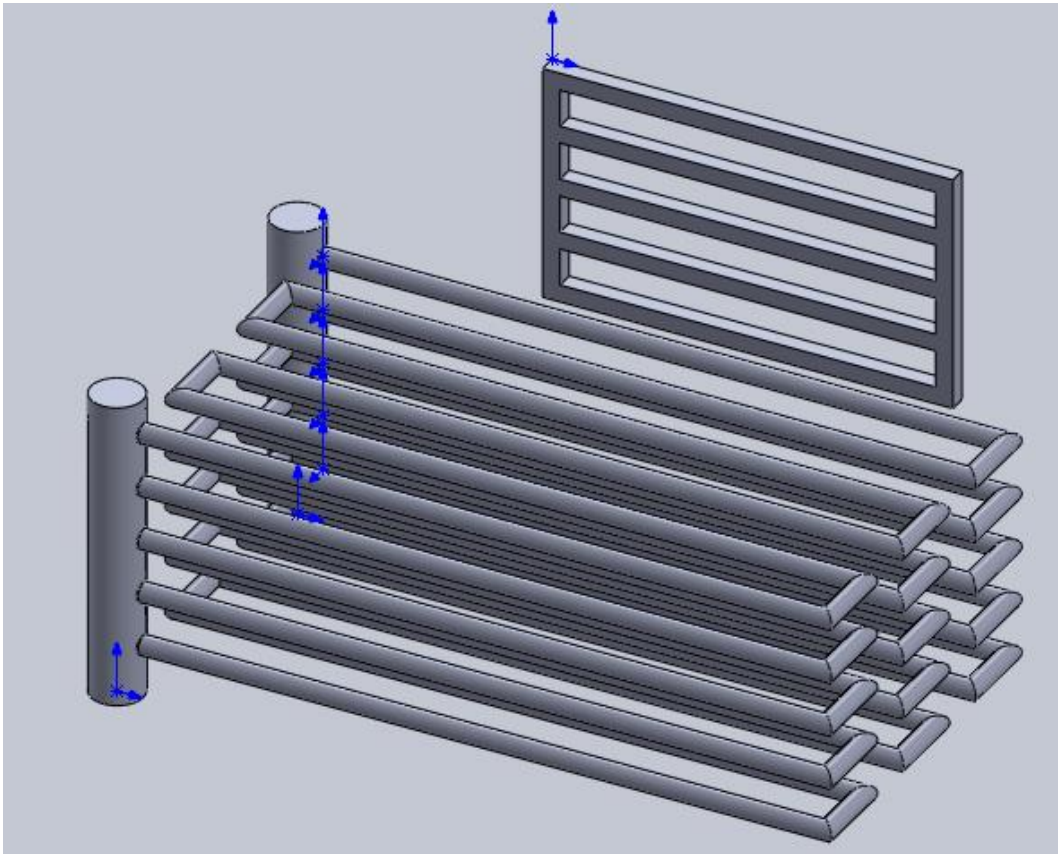


Imagen 9.6: Ensamble de tubos

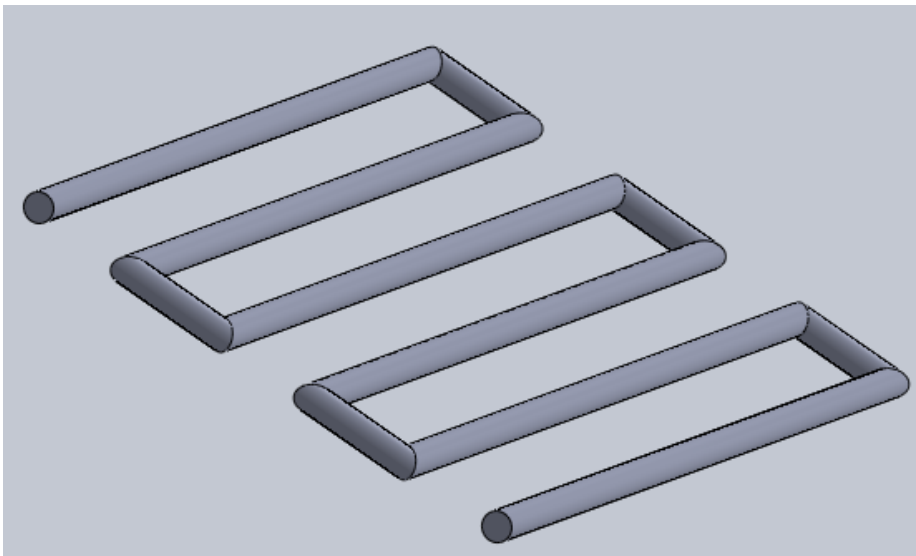
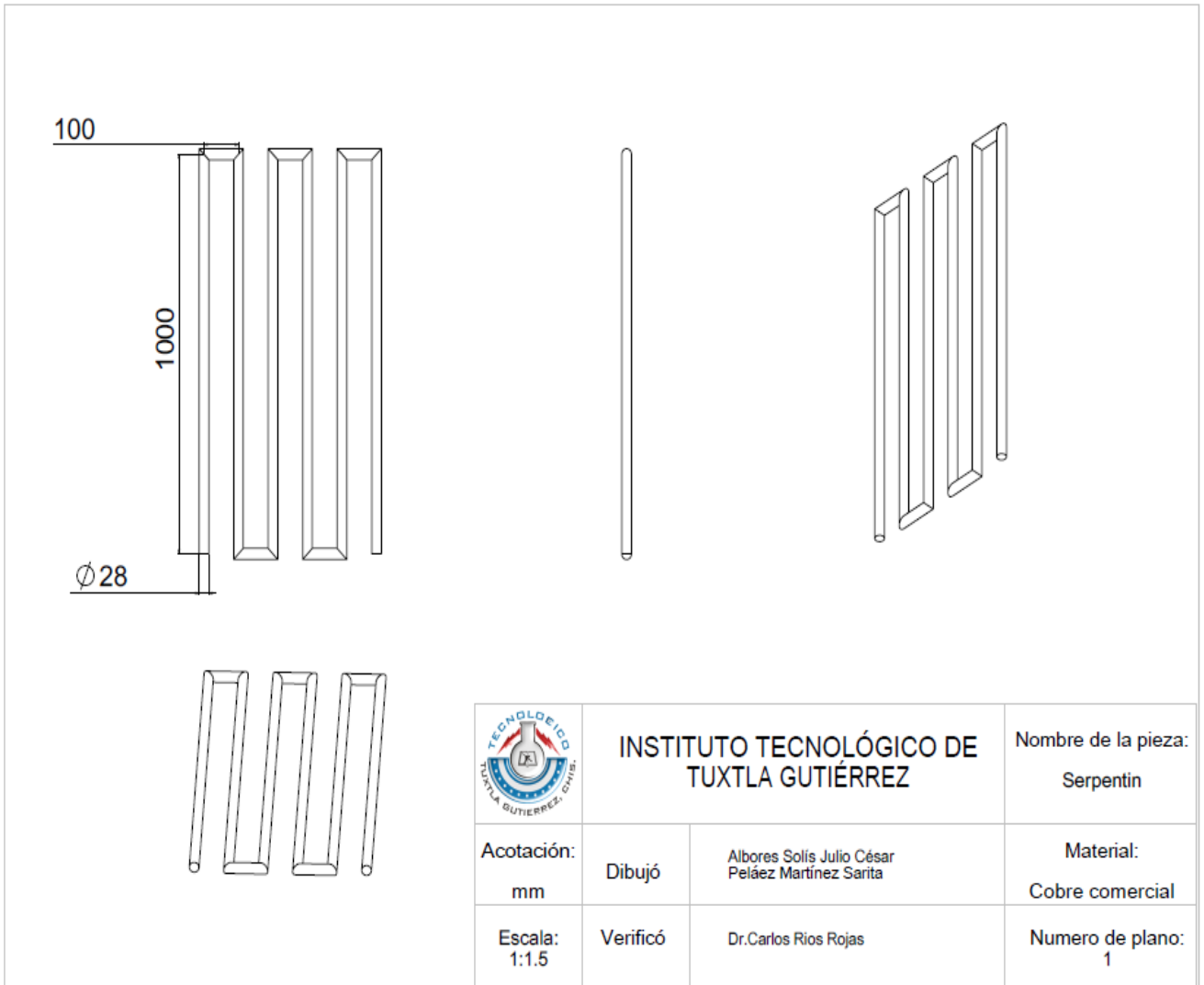
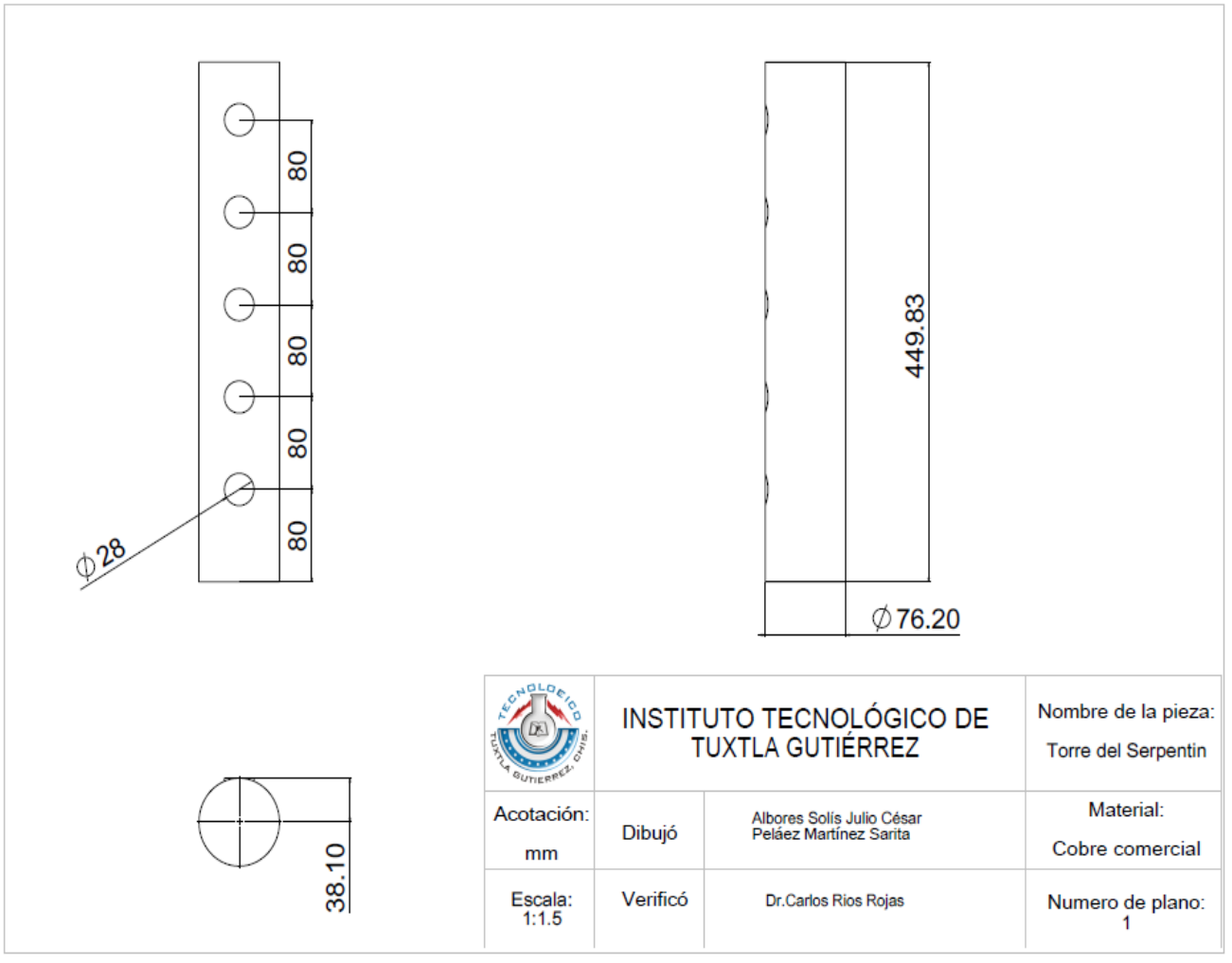
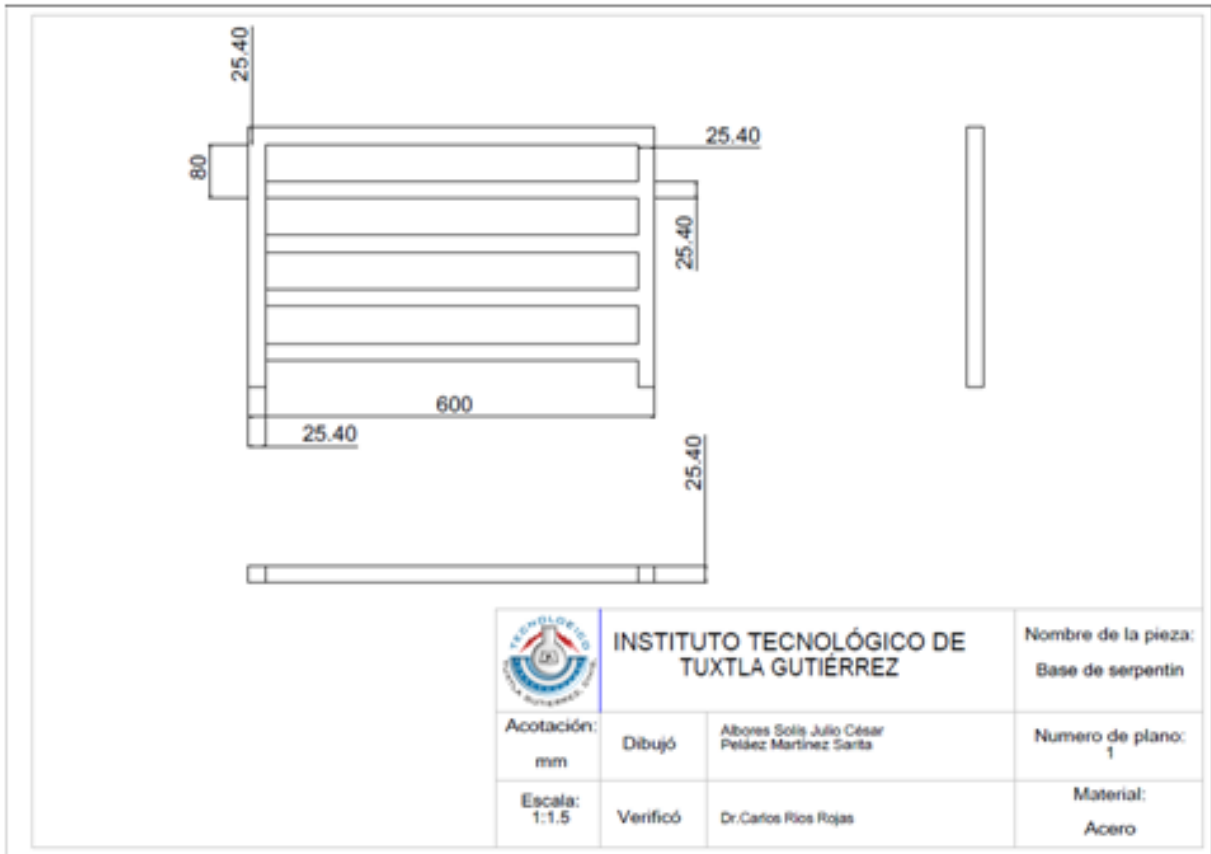


Imagen 9.7: Detalle de ensamble de tubos

Anexo D: Planos del Intercambiador de calor







Anexo C: Cotización



FERRETERIA Y MATERIALES EL IMAN S.A. DE C.V.

Domicilio fiscal R.F.C.: FMI001127KB5 COTIZACIÓN No.: 0000000255
 Calle: 2a. AV. OTE SUR No. 4, Col. CENTRO, CP: 30187, LAS MARGARITAS, CHIAPAS, MEXICO 05/06/2014
 Lugar de expedición
 Calle: 2a. AV. OTE SUR No. 4, Col. CENTRO, CP: 30187, LAS MARGARITAS, CHIAPAS

Cliente: (MOSTR) ING. JULIO CESAR ALBÖRES SOLIS

Vendedor: 1

Enviar a:

Cantidad	Clave	Descripción	% Desc	P/U	Importe
6.00	0302TUCO00025	TUBO COBRE T-M DE 1"	0.00	815.00	4,890.00
35.00	0302COCO02590	CODO COBRE 1"X90°	0.00	29.00	1,015.00
50.00	0302COCO02590	CODO COBRE 1"X90°	0.00	29.00	1,450.00
1.00	0302TUCO00038	TUBO COBRE T-M DE 1 1/2"	0.00	1,830.00	1,830.00

Subtotal	9,185.00
Descuento	0.00
Desc. Fin.	0.00
I.E.P.S.	0.00
	0.00
	0.00
I.V.A.	0.00
Total	9,185.00

MATERIAL CON IVA INCLUIDO - SUEJTO A CAMBIO SIN PREVIO AVISO -
 MATERIAL LBA EN NUESTRA BODEGA

NUEVE MIL CIENTO OCHENTA Y CINCO PESOS 00/100 M.N.