

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN PARA LA EMPRESA LAVAOZONO S.A.S

Jhon Henry Oquendo Acevedo

Oscar Darío Ramírez Chica

Ingeniería Electromecánica

Director del trabajo de grado

Carlos Alberto Acevedo Alvarez, IM.

INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO

FACULTAD DE INGENIERÍAS

MEDELLÍN-COLOMBIA

AGOSTO 2017

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

RESUMEN

De acuerdo a las condiciones encontradas en la empresa LAVAOZONO S.A.S sobre la actual situación de pérdidas de calor en los gases de combustión, se procedió a la realización de este proyecto en el cual se lleva a cabo el diseño de un intercambiador de calor en donde se utilizará la energía térmica generado por los gases de combustión para el calentamiento de agua a 45°C, la cual será utilizada en un proceso de lavado.

Este proyecto se realiza buscando economizar y aprovechar los recursos que se tienen a disposición en la industria, en donde con este sistema estaríamos realizando la recuperación de calor y la prevención de emisión de gases contaminantes a altas temperaturas que afectan nuestro medio ambiente.

En conclusión, el ahorro energético es un proyecto mundial en busca de economizar combustible y buscar un mayor ingreso económico para las industrias. Con nuestro sistema esperamos crear una alternativa para aprovechar la energía térmica desperdiciada en las calderas y utilizarlo en diferentes procesos de calentamiento de agua y de aire.

Palabras clave: Caldera, combustión, contaminación, recuperación, calor, intercambiador, proceso, industria

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

ABSTRACT

According to the conditions found in the company LAVAOZONO S.A.S on the current situation of thermal energy losses in the combustion exhaust gases this project was carried out, in which the design of a heat exchanger will permit the thermal heat recovery from the combustion gases for heating water at 45 ° C. Then this water will be used in a washing process.

This project was done in order to economize and take advantage of the resources that have a disposal in the industry, where with this system is performing the heat recovery and the prevention of polluting gases emissions at high temperatures that affect our environment.

In conclusion, energy saving is a global project to save fuel and seek greater economic income for industries. With our system we hope to create an alternative to take advantage of that wasted energy in the boilers and use it in different processes for heating water and air.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

RECONOCIMIENTOS

En medio de la realización de este proyecto hemos encontrado la oportunidad de aplicar y aprender nuevos conocimientos vistos a lo largo de nuestra carrera como Ingenieros Electromecánicos, además en primer lugar queremos agradecerle a Dios por darnos la oportunidad de día a día luchar por conseguir nuestros sueños.

También, queremos realizar un reconocimiento especial a todos los docentes que nos han acompañado en nuestra formación a lo largo de la carrera y a nuestros familiares por el apoyo incansable para llevarnos de la mano hasta la meta que estamos próximos a lograr.

Agradecemos infinitamente al personal de la empresa LAVAOZONO, por abrirnos las puertas de su familia para presentarles un proyecto en donde serán artífices del comienzo de un nuevo sistema de recuperación de calor térmico.

Por su puesto, un agradecimiento eterno al ITM y a todos los que componen esta gran familia, por brindarnos la oportunidad de estar hoy conquistando un sueño y empezar una nueva vida profesional.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

ACRÓNIMOS

DTML Diferencia de Temperatura Media Logarítmica

NTU Número de Unidades de Transferencia (por sus siglas en inglés)

TML Temperatura Media Logarítmica

VC Volumen de control

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	8
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	9
1.2. ALCANCES	9
1.3. OBJETIVO GENERAL	10
1.4. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	10
1.5. JUSTIFICACIÓN	10
2. MARCO TEÓRICO	12
2.1. CALDERAS	12
2.1.1. PARTES DE UN CALDERA	12
2.2. MÉTODOS PARA EL APROVECHAMIENTO DE LA TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION	13
2.2.1. Intercambiadores de calor gas-gas: Recuperadores	14
2.2.2. Ruedas de calor (Regenerador rotativo)	14
2.2.3. Precalentadores pasivos de aire	16
2.2.4. Regeneradores gas-líquido o líquido-líquido: El economizador de caldera	17
2.2.5. Intercambiadores de calor de coraza y tubo o de tubo concéntrico	18
2.2.6. Calderas de calor residual	19
2.3. ANÁLISIS TEÓRICO DEL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	20
	6

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

2.3.1.	Balance de energía	20
2.3.2.	Coeficiente global de transferencia de calor	21
2.3.3.	Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica	24
3.	METODOLOGÍA	28
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	29
4.1.	DATOS TOMADOS DE LA CALDERA DE LAVAOZONO S.A.S	29
4.2.	DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	30
5.	CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO	37
	REFERENCIAS	38
	APÉNDICE	39

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

1. INTRODUCCIÓN

Debido a la necesidad de mejorar los procesos de producción y aportar en el desarrollo ambiental se pretende diseñar un sistema recuperador de calor del aire caliente que cumpla con todas las especificaciones técnicas, en cuanto a desempeño del equipo y seguridad del mismo y que ayude a recuperar parte del calor de los gases calientes producidos en la combustión de la caldera de 50BHP que son emitidos a la atmósfera.

Este sistema recuperador de calor debe constar de un intercambiador de calor, el cual se define como: un dispositivo que se utiliza para transferir energía térmica (entalpía) entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido, o entre partículas sólidas y un fluido, a diferentes temperaturas y en contacto térmico (Shah, 2003).

LAVAOZONO S.A.S, fue fundada el 27 de enero del año 2010, como respuesta a la gran necesidad que manifestaban las instituciones de salud de la ciudad de Medellín de contar con una alternativa a la deficiente oferta de un servicio de óptima calidad. La empresa se crea específicamente para el lavado de ropa hospitalaria cumpliendo con altos estándares de calidad y generando relaciones estrechas y a largo plazo con sus clientes.

MISIÓN LAVAOZONO

Brindar a los clientes el mejor servicio de calidad en cada uno de los servicios brindados, generando confianza para contar con nosotros en cada necesidad que tengan en los hospitales.

VISIÓN LAVAOZONO

Consolidar a nuestra empresa en los estándares de calidad más altos en busca de mejorar cada día hasta alcanzar a ser la empresa de mayor reconocimiento en el país.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La lucha contra la contaminación del medio ambiente se ha convertido en uno de los temas más importantes a nivel mundial, debido a que se han aumentado las enfermedades a causa de la contaminación, mayormente, por las emisiones contaminantes producto de los procesos industriales y los automóviles.

El área metropolitana no es ajena a este tema, por lo cual se han buscado diferentes alternativas para contrarrestar todas las fuentes de contaminación que afectan al medio ambiente, en especial la reducción en la calidad que ha tenido el aire a causa de las emisiones de gases de combustión generadas por los vehículos y por los procesos industriales.

En busca de solucionar el tema crítico de la calidad aire en el área metropolitana, se han planteado diferentes ideas que ayuden a mitigar o disminuir esta problemática ambiental que se tiene en la actualidad. La empresa LAVAOZONO S.A.S, ubicada en el municipio de Itagüí, no es ajena a la situación que se genera con la contaminación del aire, ya que cuenta con máquinas que generan emisiones de gases de combustión, como por ejemplo una caldera de 50BHP.

El calor de salida de los gases podría recuperarse con el objetivo de implementarlo en un proceso diferente como por ejemplo realizar calentamiento de agua o de aire. La empresa LAVAOZONO S.A.S quiere sumarse positivamente a la lucha del Área Metropolitana y por eso busca alternativas que disminuyan el impacto ambiental.

1.2. ALCANCES

- Estudiar la calidad de la energía térmica de los gases calientes que se pretende recuperar y el impacto que este genera en el medio ambiente.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

- Calcular y diseñar el sistema de recuperación de calor de los gases de combustión que salen de la caldera de 50 BHP.

1.3. OBJETIVO GENERAL

- Diseñar un sistema de recuperación de calor para integrarlo en el proceso de producción de la empresa LAVAOZONO S.A.S del municipio de Itagüí.

1.4. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Definir el mejor tipo de intercambiador de calor para calentar agua con calor residual de los gases de escape de la caldera de 50 BHP de LAVAOZONO S.A.S.
- Diseñar sistema de recuperación de calor de los gases de combustión de la caldera de la empresa LAVAOZONO S.A.S.
- Establecer la viabilidad técnica y económica del sistema recuperación de calor de los gases de combustión de la caldera de la empresa LAVAOZONO S.A.S.

1.5. JUSTIFICACIÓN

La contaminación ambiental ha logrado ser un motivo de discusión en la agenda mundial. El desarrollo de tecnologías a niveles industriales, sumado a la poca educación y consciencia ambiental han logrado incrementar el calentamiento global y degradar el planeta.

En la actualidad los gobiernos buscan crear normativas técnicas que obliguen a las industrias a generar procesos de producción amigables con el ambiente (MINISTERIO DE AMBIENTE,

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

2008) y así mismos incentivos económicos dirigidos al desarrollo de tecnología renovable, además de implementar iniciativas educativas que permitan superar la crisis ambiental.

En este sentido, la propuesta de diseñar un sistema de recuperación de calor responde alternativamente a la posibilidad de reutilizar energía que está siendo desperdiciada e integrarla de forma positiva a la empresa desde el cumplimiento técnico a los procesos de producción.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

2. MARCO TEÓRICO

2.1. CALDERAS

Caldera es principalmente un convertidor de energía, transformando la energía química de los combustibles o la energía calorífica de los flujos de gas residual en energía térmica de vapor (Rayaprolu, 2013). Las calderas pueden ser pirotubulares o acuotubulares, de acuerdo con su sistema de operación.

Una caldera pirotubular es aquella en la cual los gases de combustión fluyen por una serie de tuberías internas, y el agua que se quiere evaporar se encuentra alrededor de estos tubos. Una caldera acuotubular trabaja de manera inversa a la anteriormente descrita, en donde el agua fluye por las tuberías internas de la caldera y los gases de combustión están alrededor de estas tuberías. En ambos casos la temperatura de los gases de combustión que sale por la chimenea es variable de acuerdo al tiempo de permanencia de estos al interior de la caldera, en este caso las calderas pueden ser de uno, dos o tres pasos.

2.1.1. PARTES DE UN CALDERA

Una caldera (Ver **Imagen 1**) se compone básicamente de una cantidad de tuberías internas, una cámara de combustión, una chimenea, controles de nivel y controles de presión. En la cámara de combustión se producen los gases generados por la mezcla de un combustible, aire y una chispa eléctrica. Dependiendo del combustible empleado, se tienen unas emisiones de gases diferentes; en las calderas se emplean normalmente combustibles tales como, gas natural, gas propano, ACPM, gasolina o carbón.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

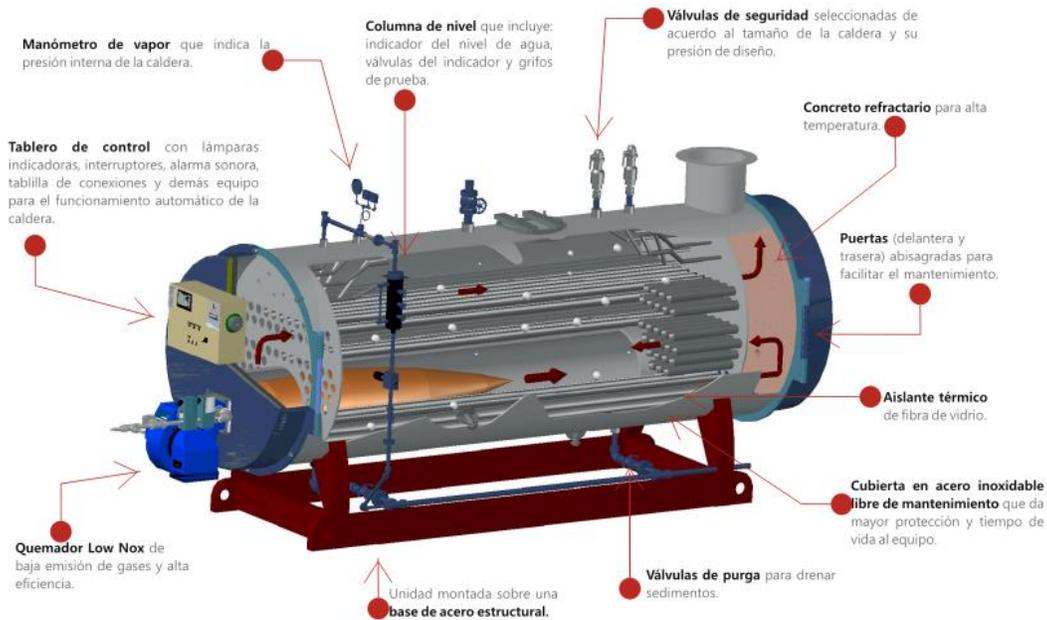


Imagen 1. Esquema de las partes de una caldera

Fuente: http://www.calderaspimmsa.com.mx/c_horizontales.html

2.2. MÉTODOS PARA EL APROVECHAMIENTO DE LA TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION

La alta temperatura de los gases de combustión es una solución efectiva para otros procesos, en donde aparte de emplearlos en el calentamiento de agua o de aire, se está disminuyendo una de las causalidades de contaminación y se aumenta la eficiencia de los procesos para los que se destina esta energía, pues la principal motivación para recuperar energía de los gases de combustión es económica (Turner & Doty, 2007). A nivel mundial se han realizado diferentes investigaciones en busca del aprovechamiento de esta energía, algunos de dichos métodos se nombrarán a continuación.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

2.2.1. Intercambiadores de calor gas-gas: Recuperadores

Los recuperadores se utilizan para recuperar el calor para el calentamiento de los gases en el rango de media a alta temperatura. Algunas aplicaciones típicas comprenden hornos de inmersión, hornos de recocido, hornos de fusión, hornos de recalentamiento, quemadores posteriores, incineradores y quemadores por calor radiante.

La configuración más sencilla para un intercambiador de calor es el recuperador de radiación metálico, que consta de dos longitudes concéntricas de tubos metálicos (**Imagen 2**). Esto se utiliza con mayor frecuencia para extraer el calor residual de los gases de escape de un horno de alta temperatura calentando el aire de combustión para el mismo horno. El ensamble se diseña a menudo para substituir el ducto de escape. El tubo interno lleva los gases de escape calientes mientras el anillo exterior lleva el aire de combustión del ambiente a las entradas de aire de los quemadores del horno. Los gases calientes son enfriados por el aire de combustión entrante, que luego transporta energía adicional a la combustión cámara. Esta es la energía que no tiene que ser suministrada por el combustible. En consecuencia, se quema menos combustible para una carga de horno dada. El ahorro de combustible también significa una disminución del aire de combustión y, por lo tanto, las pérdidas del ducto de escape se reducen no sólo disminuyendo las temperaturas de salida de la chimenea, sino también descargando cantidades más pequeñas de gas de escape (Turner & Doty, 2007).

2.2.2. Ruedas de calor (Regenerador rotativo)

Un regenerador rotativo, también llamado un precalentador de aire o una rueda de calor, se utiliza para recuperación de calor residual de temperatura moderadamente alta. Las aplicaciones típicas son para calefacción, curado, secado de hornos y hornos de tratamiento térmico. Originalmente desarrollado como precalentador de aire para calderas de vapor de uso general, fue adaptado posteriormente en tamaños pequeños como un generador para aplicaciones de turbinas automotrices. Se ha utilizado para temperaturas que van de 20 a 1370°C. La ilustra el funcionamiento de una rueda de

calor en una aplicación de aire acondicionado. Consiste en un disco poroso, fabricado de material que tiene un calor específico substancial. El disco es accionado para girar entre dos conductos laterales. Uno es un conducto de gas frío y el otro es un conducto de gas caliente (Turner & Doty, 2007).

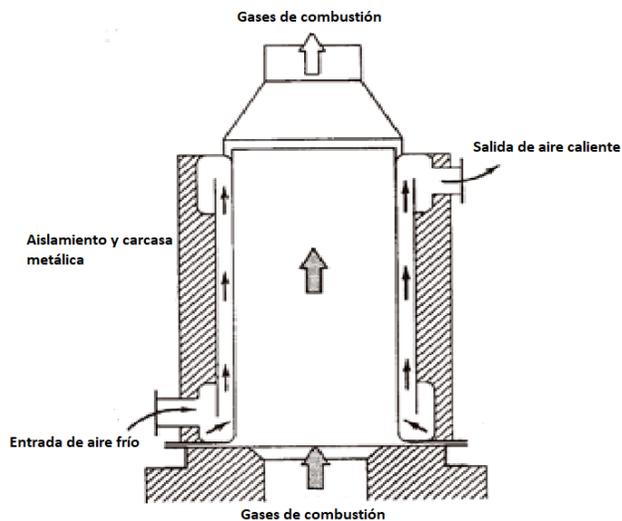


Imagen 2. Esquema de un recuperador radiante metálico (Turner & Doty, 2007)

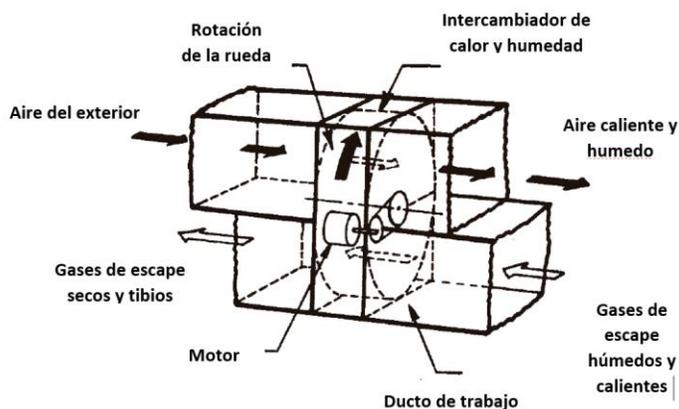


Imagen 3. Esquema de una rueda de calor (Turner & Doty, 2007)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

2.2.3. Precalentadores pasivos de aire

Los regeneradores pasivos gas-gas están disponibles para aplicaciones en las que no se puede tolerar la contaminación cruzada. Uno de tales tipos de regenerador, el tipo placa (Ver ¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.). Un segundo tipo, el de tipo arreglo de tubos se muestra en la **Imagen 5**. Los precalentadores de aire pasivos son utilizados en aplicaciones de baja y media temperatura. Estos incluyen hornos de secado, curado y horneado, precalentadores de aire en calderas de vapor, secadores de aire, recuperación de calor residual del vapor de escape, recuperación secundaria de hornos refractarios hornos y hornos de reverbero; y recuperación de calor residual desde aire acondicionado. El regenerador de tipo placa está construido de canales alternativos que separan los flujos adyacentes de calentamiento y calienta los gases por una delgada pared de metal conductor. Aunque su uso elimina la contaminación cruzada, son más voluminosos, más pesados y más caros que un regenerador rotativo de capacidades similares de recuperación de calor y flujo. Además, es difícil lograr el control de temperatura del gas calentado (Turner & Doty, 2007).

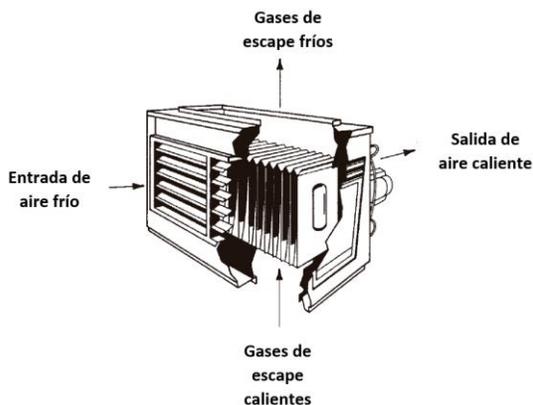


Imagen 4. Esquema de un regenerador pasivo tipo placa (Turner & Doty, 2007)

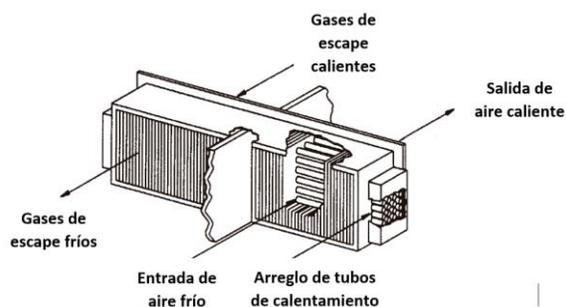


Imagen 5. Esquema de un regenerador pasivo tipo arreglo de tubos (Turner & Doty, 2007)

2.2.4. Regeneradores gas-líquido o líquido-líquido: El economizador de caldera

El economizador se construye mediante un conjunto de tubos con aletas, instalados en la recámara de la caldera. El agua de alimentación de la caldera fluye a través de los tubos para ser calentada por los gases de escape calientes. Dicha disposición se muestra en la **Imagen 6**. Los tubos se conectan generalmente en serie, pero también se pueden disponer en serie-paralelo para controlar la caída de presión del lado del líquido. La caída de presión en el lado del aire se controla mediante la separación de los tubos y el número de hileras de tubos. Los materiales para los tubos y los fines pueden ser seleccionados para soportar líquidos corrosivos y / o gases de escape gases. El control de la temperatura del agua de alimentación de la caldera es necesario para evitar la ebullición en el economizador durante la baja demanda de vapor o en caso de un fallo en la bomba del agua de alimentación.

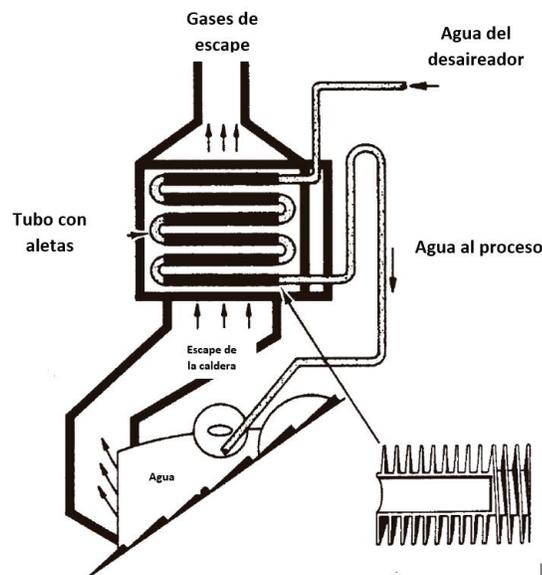


Imagen 6. Esquema de un economizador de caldera (Turner & Doty, 2007)

Esto se obtiene generalmente controlando la cantidad de los gases de escape que fluyen a través del economizador usando un amortiguador que desvía una porción del flujo de gas a un conducto de derivación. El grado de recuperación de calor en el economizador

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

puede estar limitada por la temperatura más baja permisible del gas de escape en la chimenea (Turner & Doty, 2007).

2.2.5. Intercambiadores de calor de coraza y tubo o de tubo concéntrico

Los intercambiadores de calor de coraza y tubo y de tubo concéntrico se utilizan para recuperar el calor en procesos de recuperar el calor en procesos de baja a media temperatura de líquidos, refrigerantes y condensados de todo tipo para condensados de todo tipo para calentar líquidos. Cuando el medio que contiene calor residual es un líquido o un vapor residual es un líquido o un vapor que calienta un líquido a diferente presión un intercambiador de este tipo debe ser intercambiador de este tipo debe ser usado. En el intercambiador de calor de coraza y tubo (Ver

Imagen 7) la coraza es un cilindro que contiene el conjunto de tubos. Los deflectores internos se pueden utilizar para dirigir el fluido en la coraza sobre los tubos en pasos múltiples. Como la coraza es inherentemente más débil que los tubos, el fluido de mayor presión circula normalmente por los tubos mientras que el fluido de baja presión circula por la coraza. Sin embargo, cuando el fluido de calentamiento es un vapor de condensación, es casi invariablemente contenido dentro de la coraza. Si ocurriera a la inversa, la condensación del vapor a lo largo del pequeño diámetro de los tubos causaría inestabilidades en el flujo.

Se utiliza un intercambiador de tubos concéntricos (Ver **Imagen 8)** cuando las presiones del fluido son tan altas que el diseño de una carcasa es antieconómico o cuando la facilidad de desmontaje es primordial. El líquido más caliente está casi invariablemente contenido en el tubo interior para minimizar las pérdidas de calor superficiales. El intercambiador de tubos concéntricos puede consistir en un simple tubo recto, una bobina en espiral o un conjunto de tubos concéntricos con forma de U. (Turner & Doty, 2007).

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

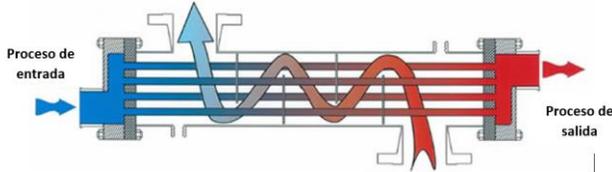


Imagen 7. Esquema de un intercambiador de coraza y tubos

Fuente: http://www.shell-tube.com/Stainless-Steel/BEM_exchanger.html

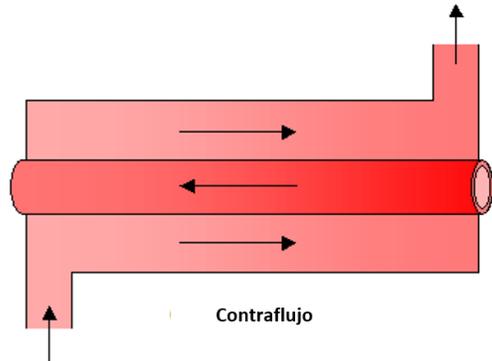


Imagen 8. Esquema de un intercambiador de tubo concéntrico
Fuente: <http://www.real-world-physics-problems.com/heat-exchanger.html>

2.2.6. Calderas de calor residual

Las calderas de calor residual son calderas compuestas por tubos por los que fluye agua y utilizan gases de escape para generar vapor. Los gases de escape pueden ser de una turbina de gas, un incinerador, un motor diesel o cualquier otra fuente de calor residual de media a alta temperatura. La **Imagen 9** muestra una caldera de calor residual convencional de dos pasos. Cuando la fuente de calor está en el rango de temperatura media, la caldera tiende a volverse voluminosa. El uso de tubos con aletas extiende las áreas de transferencia de calor y permite un tamaño más compacto. Si la cantidad de calor residual es insuficiente para generar una cantidad necesaria de vapor, es posible añadir quemadores auxiliares a la caldera o un sistema postcombustión al canal aguas arriba de la caldera. La caldera convencional de calor residual no puede generar vapor supercalentado por lo que se requiere un sobrecalentador externo si se necesita un sobrecalentamiento (Turner & Doty, 2007).

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

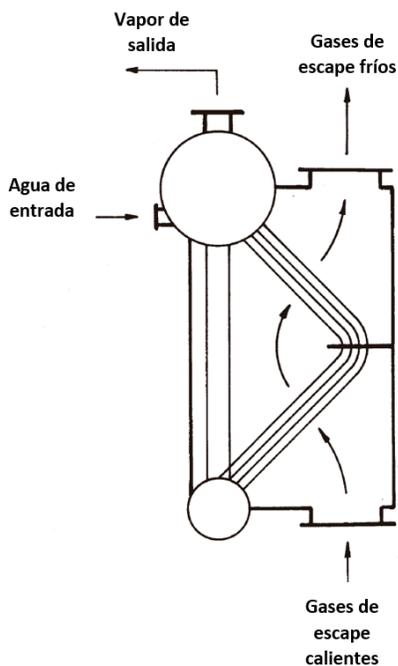


Imagen 9. Esquema de una caldera de calor residual (Turner & Doty, 2007)

2.3. ANÁLISIS TEÓRICO DEL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

2.3.1. Balance de energía

A partir de la definición del intercambiador, el punto clave en la labor del diseñador es el dimensionamiento del equipo. El diseñador debe calcular el área de intercambio óptima que permita realizar el proceso especificado, satisfaciendo todos los requisitos impuestos para el proceso. El proceso a seguir es el que se enuncia a continuación tomado de Folaranmi, (2009) para el diseño de un intercambiador de calor de tubo concéntrico.

Haciendo un balance de energía al volumen de control (VC) (Ver **Imagen 10**). La energía cinética y la energía potencial a lo largo del eje de la tubería son despreciables, no hay

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

aporte ni entrada de trabajo; por consiguiente, sólo hay cambio en la energía térmica producto del trabajo de flujo, es decir, el cambio de entalpía del flujo de fluido.

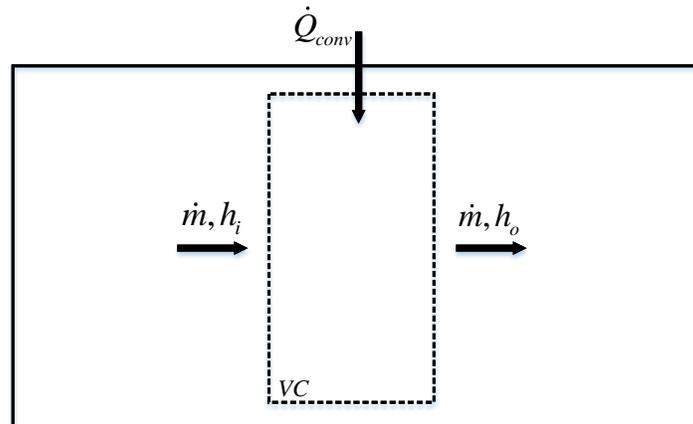


Imagen 10. Diagrama del VC de una sección de flujo en una tubería

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{m}(H_i - H_o) \quad (1)$$

La ecuación (1) representa la tasa total de transferencia de calor, independiente de la naturaleza de la superficie que haya entre dos fluidos y de las condiciones de flujo. \dot{Q}_{conv} es la tasa de transferencia de calor por convección, \dot{m} es el flujo másico que fluye a través del VC y h_i y h_o son la entalpía de entrada al VC y de salida del VC, respectivamente.

2.3.2. Coeficiente global de transferencia de calor

En un intercambiador de calor, generalmente, ocurre interacción de dos fluidos; uno que le transfiere energía al otro a través de las paredes de la superficie que los separa. En este proceso predominan los procesos de transferencia de calor por convección entre los flujos de fluido a la superficie del material que los separa y por conducción en la estructura de este. Como el diseño común de los intercambiadores de calor, y en el

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

caso de estudio, se hace mediante tubos metálicos se debe considerar el área de transferencia de calor de la tubería asociada a la superficie interna y externa de esta.

Estas áreas las escribimos de la siguiente manera

$$A_i = \pi d_i L \quad (2)$$

$$A_o = \pi d_o L \quad (3)$$

Donde A_i es el área interna de la tubería, A_o el área externa d_i y d_o el diámetro interno y externo de la tubería respectivamente. L es la longitud total de la tubería.

Así la ecuación (1) que define la tasa de transferencia de calor por fenómenos convectivos, se deben considerar los fenómenos conductivos. Es acá donde el concepto de coeficiente global de transferencia de calor U integra estos dos fenómenos y a su vez permite calcular la tasa de transferencia de calor global entre los dos fluidos

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (4)$$

Donde el coeficiente global se calcula de la siguiente ecuación

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \quad (5)$$

Es acá donde se debe introducir el concepto de resistencia térmica R . Esta resistencia es la que opone un medio (sólido, fluido, etc.) a la transferencia de energía térmica.

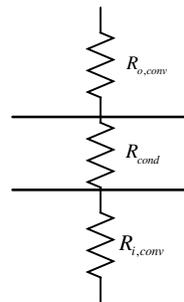


Imagen 11. Esquema de las resistencias térmicas del problema

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

En la Imagen 11 se observa el esquema de las resistencias que están implicadas en la transferencia de calor en el intercambiador que se está analizando, donde R_{cond} es la resistencia por conducción a través de la pared del tubo que separa los dos fluidos y $R_{i,conv}$ y $R_{o,conv}$ son las resistencias por convección asociadas al flujo de fluido interno y externo al tubo, respectivamente.

La resistencia térmica global se expresa como

$$R_{total} = R_{i,conv} + R_{cond} + R_{o,conv} \quad (6)$$

Escribiendo (6) en términos de los coeficientes convectivos y la conductividad térmica k del material de la tubería se tiene

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \frac{1}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (7)$$

Si el espesor de la tubería comercial es pequeño y la conductividad térmica del material es alta, se puede considerar que la resistencia por conducción es despreciable ($R_{cond} \approx 0$) y que el área interna y externa de la tubería es casi igual ($A \approx A_i \approx A_o$), por lo que la ecuación (7) se puede escribir como

$$R_{total} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \approx \frac{1}{U} \quad (8)$$

De lo anterior se observa que, conociendo la resistencia total, la tasa de calor se escribir entonces como

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{total}} \quad (9)$$

Para el caso del diseño del intercambiador no se considerará factor de encrustamiento que es una causa de que la resistencia térmica total aumente como consecuencia de la adhesión de partículas que viajan con los fluidos en las paredes de las tuberías.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

2.3.3. Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica

En esta sección se definirá el concepto de DTML y derivará la expresión matemática que permite su uso y cómo esta se integra en el diseño del intercambiador de calor.

La DTML se define como la diferencia de temperatura a la cual, si es constante, generaría la misma tasa de transferencia de calor que si cambiaran las condiciones de diferencia de temperatura (Folaranmi, 2009).

Para derivar la expresión de la DTML se harán los siguientes supuestos:

- El coeficiente global de transferencia de calor U es constante.
- Las condiciones son de estado estacionario.
- Los calores específicos y los flujos másicos son constantes.
- No hay cambio de fase.
- Los cambios de energía cinética y potencias son despreciables.
- No hay transferencia de calor en sentido axial.

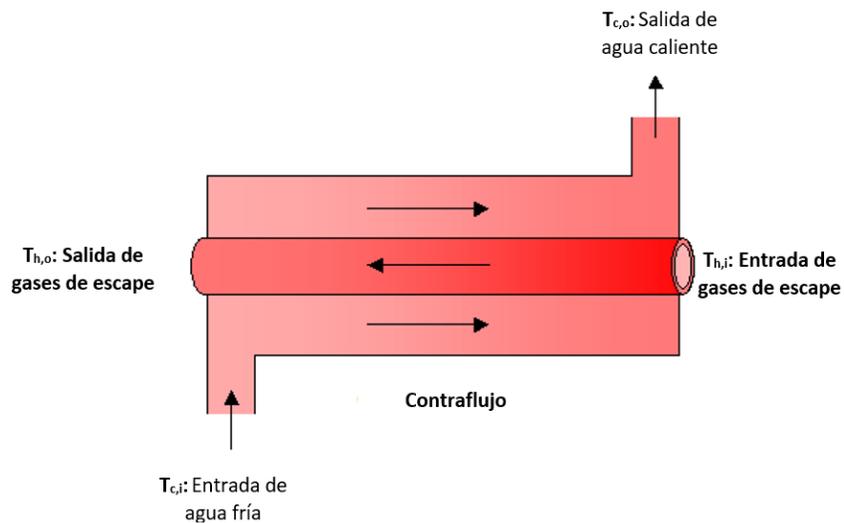


Imagen 12. Diagrama de intercambiador de calor de tubos concéntricos en contraflujo

Para la obtención de la expresión de la DTML se consideró un intercambiador de calor de contraflujo (Imagen 12), pues la DTML es mayor para este tipo de intercambiadores que para los de flujo paralelo; además para una misma tasa de transferencia de calor requieren una menos área de transferencia.

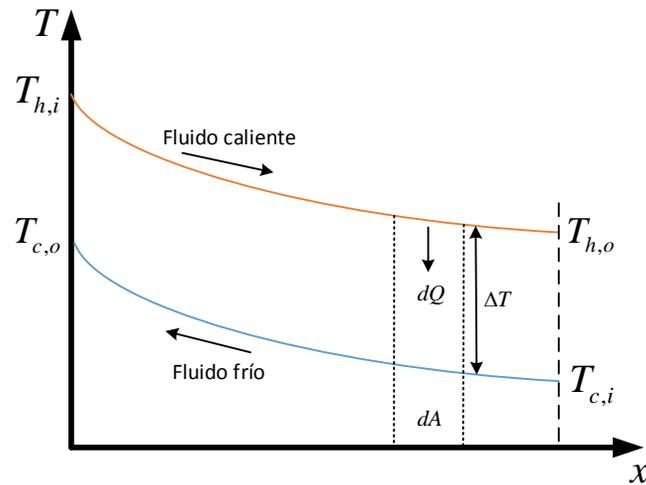


Imagen 13. Gráfica de la evolución de la temperatura de cada fluido e través de un intercambiador de calor de contraflujo

Considerando el flujo de calor dQ que se muestra en la **Imagen 13** a través del elemento de área dA

$$d\dot{Q} = U dA (T_h - T_c) \quad (10)$$

Cómo se observa en Imagen 13 el fluido caliente es enfriado dT_h y el fluido frío es calentado en dT_c . Realizando un balance de energía al elemento de área dA

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_h c_{p_h} dT_h = -\dot{m}_c c_{p_c} dT_c \quad (11)$$

El signo menos en la parte después de cada igual en la ecuación (11) se debe a que la temperatura decrece en una misma dirección a lo largo de la longitud en un intercambiador de contraflujo. Por lo tanto, de la ecuación (11)

$$dT_h = -\left(\frac{d\dot{Q}}{\dot{m}_h c_{p_h}}\right) \quad (12)$$

$$dT_c = -\left(\frac{d\dot{Q}}{\dot{m}_c c_{p_c}}\right) \quad (13)$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

Definiendo $\dot{m}_h c_{p_h} = C_h$ y $\dot{m}_c c_{p_c} = C_c$ y restando ecuación (12) menos ecuación (13)

$$dT_h - dT_c = -d\dot{Q} \left(\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (14)$$

Haciendo un cambio de variable y escribiendo la diferencia $dT_h - dT_c$ como $d\theta$ y sustituyendo la ecuación (10) en la ecuación (14)

$$d\theta = -UdA(T_h - T_c) \left(\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right) = -UdA\theta \left(\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (15)$$

Agrupando los términos de θ

$$\frac{d\theta}{\theta} = -U \left(\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right) dA \quad (16)$$

Integrando (16) desde $A_1 = 0$ hasta $A_2 = A$ y entre θ_1 y θ_2

$$\ln \left(\frac{\theta_2}{\theta_1} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (17)$$

Reescribiendo (11) como

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,1} - T_{h,2}) = C_c(T_{c,1} - T_{c,2}) \quad (18)$$

Despejando $1/C_h$ y $1/C_c$:

$$\frac{1}{C_h} = \frac{(T_{h,1} - T_{h,2})}{\dot{Q}} = \frac{\theta_1}{\dot{Q}} \quad (19)$$

$$\frac{1}{C_c} = \frac{(T_{c,1} - T_{c,2})}{\dot{Q}} = \frac{\theta_2}{\dot{Q}} \quad (20)$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

Reemplazando (19) y (20) en (17) y despejando \dot{Q}

$$\dot{Q} = -\frac{UA(\theta_2 - \theta_1)}{\ln\left(\frac{\theta_2}{\theta_1}\right)} \quad (21)$$

Donde la DTML se define como $\theta_m = \frac{(\theta_2 - \theta_1)}{\ln\left(\frac{\theta_2}{\theta_1}\right)}$

$$\dot{Q} = -UA\theta_m \quad (22)$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

3. METODOLOGÍA

Para el diseño del sistema de recuperación de calor, inicialmente se realizó un estudio fenomenológico fundamentado en la termodinámica y la transferencia de calor implícita en el diseño de un sistema de transferencia de energía térmica. Posteriormente se determinó el tipo de intercambiador de calor que mejor se adapta a las condiciones de diseño que se tienen para la recuperación de calor de los gases de escape de la caldera. Los datos de temperatura de los gases de escape fueron tomados con un medidor de la marca BOSTON que cuenta con los siguientes rangos de medición: oxígeno (O₂) entre el 2% y el 6%, dióxido de carbono (CO₂) entre 8% y 11% y el monóxido de carbono (CO) entre 0 ppm y 200 ppm. Los demás datos fueron suministrados por la empresa LAVAOZONO S.A.S y de datos suministrados por EPM.

Se derivaron las ecuaciones necesarias para el dimensionamiento del intercambiador definido y finalmente se calculó la longitud de tubería requerida.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. DATOS TOMADOS DE LA CALDERA DE LAVAOZONO S.A.S

En la realización de este proyecto se realiza en primera instancia la medición de los gases de combustión de la caldera de 50BHP de la empresa LAVAOZONO S.A.S, utilizando un analizador de combustión marca BOSTON, en donde en producción máxima encontramos los siguientes parámetros:

Tabla 1: Datos tomados de los gases de escape de la caldera de LAVAOZONO SAS

GASES DE COMBUSTIÓN	
Temperatura gases chimenea (°C)	250
Monóxido de carbono CO (PPM)	25
Dióxido de carbono CO ₂ (%)	9
Oxígeno O ₂ (%)	4

Además, se tienen los siguientes datos del agua a emplear en el intercambiador:

Tabla 2: Datos del agua de suministro

AGUA RED EPM	
Temperatura entrada (°C)	18
Temperatura salida requerida (°C)	45
Caudal (litros/minuto)	10

Los gases de combustión salen por la chimenea de la caldera, entran a un intercambiador de calor de tubos concéntricos en contraflujo a 250°C y se requiere para calentar agua de 18 a 45°C.

Los gases de combustión tienen un caudal volumétrico de 88.50 m³/min y una velocidad de 5.22m/s. Los anteriores datos fueron medidos con un termoanemómetro EXTECH AN100.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

Los gases son productos de quemar gas natural en la caldera. (**Tabla 3**)

Tabla 3. Composición del gas natural de EPM (*EPM, La composición típica del gas natural, 2010*)

CONSTITUYENTE	Fórmula Química	Composición por Volumen (%)
Metano	CH ₄	97.76
Nitrógeno	N ₂	1.03
Etano	C ₂ H ₆	0.38
Dióxido de carbono	CO ₂	0.37
Butano	C ₄ H ₁₀	0.26
Propano	C ₃ H ₈	0.20

4.2. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El diseño del intercambiador se debe adaptar a la estructura existente de la chimenea de la caldera para evitar modificaciones que incrementen los costos. Del dato del caudal y la velocidad de los gases de escape, se determina que el diámetro de la tubería de la chimenea de la caldera es de 60 cm, por medio de la ecuación de continuidad en la que el caudal, como los gases de escape no salen a una gran presión se pueden aproximar a un fluido incompresible, sería:

$$\dot{Q} = AV = \frac{\pi}{4} d^2 V \quad (23)$$

De la cual se despeja el diámetro.

Conociendo la temperatura de entrada y salida del agua, la temperatura de entrada de los gases de escape, determinando que nuestra condición de diseño será que la temperatura de salida de los gases de escape un valor de 100°C y seleccionando las dimensiones de la tubería para el agua y el aire, el parámetro objetivo de diseño será la longitud de las tuberías para la fabricación del intercambiador de calor.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

El intercambiador se diseñará para que la tubería interna sea de cobre por ser un material con alta conductividad térmica para que por esta fluyan los gases de escape. La tubería externa será de acero galvanizado, pues el acero es un material de fácil conformado y al ser galvanizado estará protegido contra la corrosión. El agua fluirá entre esta y el exterior de la tubería de cobre.

Inicialmente se debe calcular la tasa de transferencia de calor. Se puede realizar tomando al fluido frío o al fluido caliente y utilizando la ecuación (18).

Si $\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p_{agua}} (T_{c,1} - T_{c,2})$, reemplazamos datos:

$$\dot{Q} = 1.67 \times 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right] * 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 4.180 \left[\frac{kJ}{kg^\circ C} \right] * (45 - 18)[^\circ C]$$

$$\dot{Q} = 18.85 \text{ kW}$$

El valor del calor específico del agua se tomó de la Tabla 6 del Apéndice B para una temperatura de 25°C.

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (Çengel & Afshin, 2014), se debe calcular inicialmente el número de Reynolds:

$$Re_{gases} = \frac{V_{gases} D_{gases}}{v_{gases@250^\circ C}} = \frac{5.22 \left[\frac{m}{s} \right] * 0.05[m]}{4.091 \times 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right]} = 6379.86$$

Se desea utilizar una tubería de cobre de diámetro nominal de 2 pulgadas, por lo que de la Tabla 4 en el apéndice A, se toma el diámetro interior para un tubo de 2 pulgadas tipo L, ya que es un tipo de tubería que es apta para la aplicación de intercambiadores de calor. El diámetro se determinó definiendo como parámetro de diseño una velocidad de flujo de 0.1 m/s o menos para proteger la tubería de efectos erosivos y utilizando la ecuación (23). La

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

viscosidad cinemática de los gases de escape se aproximó a la del aire a 250°C y se tomó de la Tabla 7 que se encuentra en el apéndice C.

Como el valor del número de Reynolds es mayor que límite crítico de 2300, se considera un flujo turbulento y se utiliza la siguiente expresión para calcular el número de Nusselt (Çengel & Afshin, 2014)

$$Nu_{aire} = 0.023 Re_{gases}^{0.8} Pr_{air@250^{\circ}C}^{0.4} = 0.023 * (6379.86)^{0.8} * (0.6946)^{0.4} = 22$$

Tomando la definición del número de Nusselt y despejando h_{gases} (Çengel & Afshin, 2014)

$$h_{gases} = \frac{k_{air@250^{\circ}C}}{D_{aire}} Nu_{aire} = \frac{0.04104 \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]}{0.05[m]} * 22 = 18 \frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C}$$

Ahora se realizará el mismo procedimiento para el agua, tomando el diámetro externo de la tubería de cobre ($D_{o,c}$) y considerando el diámetro interno de un tubo de acero ($D_{i,a}$) Schedule 40 de diámetro nominal de 4 pulgadas de la Tabla 5

$$Re_{agua} = \frac{V_{agua} D_{agua}}{v_{agua@25^{\circ}C}}$$

La velocidad del agua se calcula de la siguiente manera:

$$V_{agua} = \frac{Q_{agua}}{A_{agua}} = \frac{Q_{agua}}{\frac{\pi}{4}(D_{i,a}-D_{o,c})^2} = \frac{1.67 \times 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right]}{\frac{\pi}{4}(0.1-0.05)^2 [m^2]} = 0.085 \frac{m}{s}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

$$Re_{agua} = \frac{0.085 \left[\frac{m}{s} \right] * 0.1 [m]}{\frac{0.891 \times 10^{-3} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]}{1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right]}} = 9539.84$$

El valor de la viscosidad dinámica y el número de Prandtl del agua en fase líquida a 25°C, se tomaron de la **Apéndice D**

Tabla 8 del apéndice D.

$$Nu_{agua} = 0.023 Re_{agua}^{0.8} Pr_{agua@25^\circ C}^{0.4} = 0.023 * (9539.84)^{0.8} * (6.14)^{0.4} = 72.55$$

$$h_{agua} = \frac{k_{agua@25^\circ C}}{D_{agua}} Nu = \frac{0.607 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]}{(0.1 - 0.05) [m]} * 72.55 = 880.76 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Con la ecuación (8) se puede ahora calcular la resistencia térmica total, reemplazando en la ecuación (8):

$$R_{total} = \frac{1}{18 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]} + \frac{1}{880.76 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]} = 0.057 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Ahora, el coeficiente global de transferencia de calor es

$$U = \frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{0.057 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}} = 17.54 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Utilizando la ecuación (22) en donde el término del área tiene implícita la longitud de la tubería $A = \pi D_o L$, se procede entonces a hallar la DTML.

$$\theta_m = \frac{(\theta_2 - \theta_1)}{\ln\left(\frac{\theta_2}{\theta_1}\right)} = \frac{(\theta_2 - \theta_1)}{\ln\left(\frac{\theta_2}{\theta_1}\right)} = \frac{[(45 - 18) - (250 - 100)]}{\ln\left[\frac{(45 - 18)}{(250 - 100)}\right]} = 71.73 \text{ } ^\circ C$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

Despejando la longitud de la ecuación (22)

$$\dot{Q} = U\pi D_{o,c} L \theta_m$$

$$L = \frac{\dot{Q}}{U\pi D_{o,c} \theta_m} = \frac{1885 [W]}{17.54 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] * \pi * 0.05 [m] * 71.73 [^\circ C]} = 9.54 m \approx 10 m$$

Se tiene que, para las condiciones de diseño dispuestas, se requiere una longitud de tubería de 10 m. Disponiendo que la configuración del intercambiador tenga cuatro tramos, despreciando la longitud de los codos, se requieren tramos de tubería de 2.5 m. En la (Imagen 14) se observa una distribución general del ensamble del intercambiador con la salida de gases de escape de la caldera. En el apéndice E se encuentra un plano de detalle con todas las dimensiones requeridas para la fabricación del intercambiador de calor.

4.3. ANÁLISIS ECOCNÓMICO DEL PROCESO DE RECUPERACIÓN DE CALOR

Inicialmente, se debe determinar la cantidad de energía que se requiere para llevar el agua de 18°C a 45°C, considerado un consumo de 50 m³ por mes que es el volumen promedio de agua que utiliza la empresa LAVAOZONO S.A.S para sus proceso de lavado:

$$E = m C_{p_{agua}} \Delta T = V_{agua} \rho_{agua} C_{p_{agua}} \Delta T \quad (24)$$

El calor específico del agua se tomó de la Tabla 8 del apéndice D para una temperatura de 25°C en fase líquida:

$$E = (50 m^3) \left(1000 \frac{kg}{m^3} \right) \left(4.18 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right) (45^\circ C - 18^\circ C) = 5643000 kJ$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

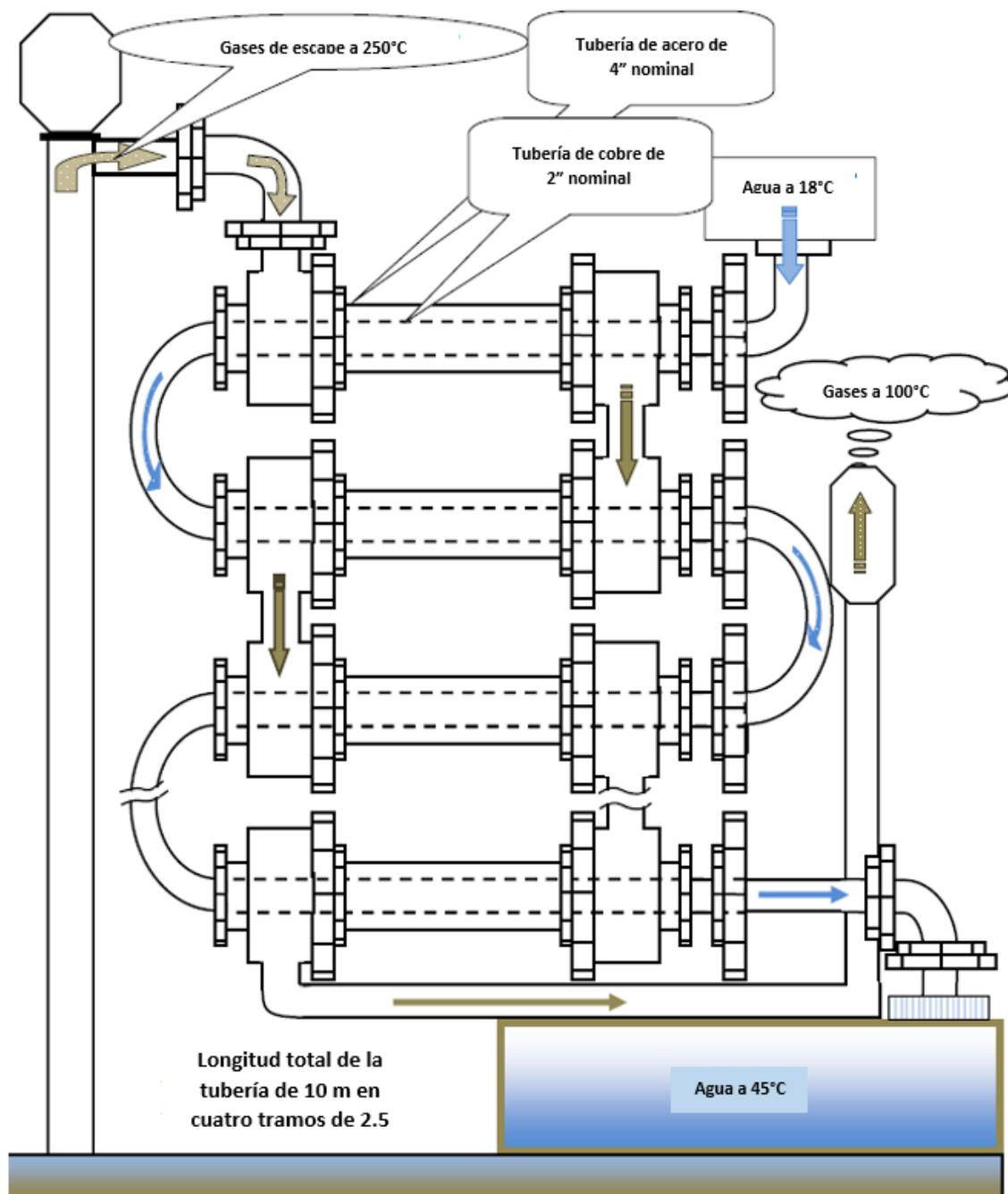


Imagen 14: Esquema de la geometría e instalación del intercambiador diseñado

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

Esta es la energía que debe aportar el gas natural considerando una eficiencia de combustión del 100%. Con esta energía se calcula el volumen de gas requerido para este propósito:

$$E = V_{gas} PCS_{gas} \quad (25)$$

El valor del poder calorífico superior del gas natural que suministra EPM se tomó de (EPM, MEMORIAS DE CALCULO RED INTERNA GAS NATURAL INDUSTRIA, 2015):

$$PCS_{gas} = 10.35 \frac{kWh}{m^3} = 37260 \frac{kJ}{m^3}$$

Despejando de (25) el volumen de gas, se tiene

$$V_{gas} = \frac{E}{PCS_{gas}} = \frac{5643000 \text{ kJ}}{37260 \frac{kJ}{m^3}} = 151.45 \text{ m}^3$$

Con este valor y tomando el costo del metro cúbico de gas de (EPM, Tarifas Gas Natural 2017 en el Valle de Aburrá, 2017) para un rango de consumo de más de 20 m³ y para el sector “Industrial y comercial rango 2”, se calculó la cantidad de dinero que se ahorrará mensualmente la empresa LAVAOZONO S.A.S con la implementación del sistema de recuperación de calor:

$$\text{Costo del gas por mes} = \left(151.45 \frac{m^3}{mes} \right) \left(1339.30 \frac{\$}{m^3} \right) = 202837 \$$$

Al año se podrían estar ahorrando \$2.434.043.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

- Se determinó el tipo de dispositivo de recuperación de calor más apto para el proceso de calentamiento de agua con calor residual de los gases de escape de la caldera de la empresa LAVAOZONO S.A.S
- Se diseñó un intercambiador de calor de tubos concéntricos en contraflujo para el diseño del sistema de recuperación de calor, pues este tipo de intercambiadores son de fácil fabricación en comparación con uno de coraza y tubo; además al ser en contraflujo requiere una menor área de transferencia, por ende, menor longitud de tubería y menor costo económico.
- Para las condiciones de diseño definidas, se calculó que la longitud requerida para cada tubo del intercambiador es de 10 m.
- Como para este diseño se considera que el intercambiador trabajará con agua de suministros de EPM que tiene una buena calidad, no se consideró realizar los cálculos con factor de ensuciamiento. Para otras condiciones en las que no se cuente con buena calidad de agua, se recomienda incluir en la ecuación de resistencia térmica total, la resistencia por ensuciamiento en la superficie de la tubería.
- Como trabajo futuro se puede considerar la fabricación del intercambiador de calor y la realización de pruebas experimentales para comprobar que se cumplan las condiciones de diseño.
- Mensualmente la empresa LAVAOZONO S.A.S ahorraría \$202.837 si decide implementar el sistema de recuperación de calor y anualmente \$2.434.043.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

REFERENCIAS

- Çengel, Y. A., & Afshin, G. (2014). *Heat and Mass Transfer - Fundamentals and Applications*. New York: McGraw-Hill Education.
- EPM. (Agosto de 2010). *La composición típica del gas natural*. Obtenido de <http://www.epm.com.co>.
- EPM. (07 de Mayo de 2015). *MEMORIAS DE CALCULO RED INTERNA GAS NATURAL INDUSTRIA*. Obtenido de <https://www.google.com.co/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwi66e7lu4fWAhWBUIYKHbFuAhsQFggIMAA&url=https%3A%2F%2Fwww.epm.com.co%2Fsite%2FPortals%2F3%2FFORMATO%2520Memorias%2520de%2520C%25C3%25A1lculo%2520Red%2520Interna%252>
- EPM. (2017). *Tarifas Gas Natural 2017 en el Valle de Aburrá*. Obtenido de http://www.epm.com.co/site/clientes_usuarios/Clientesyusuarios/Hogaresypersonas/Gasnatural.aspx
- Folaranmi, J. (2009). Design and Construction of a Concentric Tube Heat Exchanger. *AU Journal of Technology*, 128-133.
- MINISTERIO DE AMBIENTE, V. Y. (5 de junio de 2008). <http://www.minambiente.gov.co>. Recuperado el 9 de agosto de 2017, de <http://www.minambiente.gov.co/images/normativa/app/resoluciones/f0-Resoluci%C3%B3n%20909%20de%202008%20%20-%20Normas%20y%20estandares%20de%20emisi%C3%B3n%20Fuentes%20fijas.pdf>
- Ramesh K. Shah, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- Rayaprolu, K. (2013). *Boilers: A Practical Reference*. Boca Raton, Florida: CRC Press.
- Turner, W. C., & Doty, S. (2007). *Energy Management Handbook*. CRC Press/Taylor & Francis.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

APÉNDICE

Apéndice A

Tabla 4: Dimensiones comerciales de tubería de cobre en pulgadas¹

Nominal Pipe Size (ins)	Type K Copper		Type L Copper		Type M Copper		Pipe Sizing Criteria		
	Diameter (ins)		Diameter (ins)		Diameter (ins)		Velocity	Loss in	Flow
	Outside	Inside	Outside	Inside	Outside	Inside	Ft/sec	PD'/100'	GPM
0.25	0.375	0.305	0.375	0.315					
0.38	0.5	0.402	0.5	0.43	0.5	0.45	1.0	3	0.5
0.50	0.625	0.527	0.625	0.545	0.625	0.569	1.5	3	1
0.75	0.875	0.745	0.875	0.785	0.875	0.811	2.0	3	3
1.00	1.125	0.995	1.125	1.025	1.125	1.055	2.5	3	7
1.25	1.375	1.245	1.375	1.265	1.375	1.291	3.0	3	12
1.50	1.625	1.481	1.625	1.505	1.625	1.527	3.5	3	17
2.00	2.125	1.959	2.125	1.985	2.125	2.009	4.0	3	35
2.50	2.625	2.435	2.625	2.465	2.625	2.495	4.5	3	70
3.00	3.125	2.907	3.125	2.945	3.125	2.981	5.0	3	110
3.50	3.625	3.385	3.625	3.425	3.625	3.459	5.5	3	160
4.00	4.125	3.857	4.125	3.905	4.125	3.935	6.0	2.5	225
5.00	5.125	4.805	5.125	4.875	5.125	4.907	6.5	2.5	380
6.00	6.125	5.741	6.125	5.845	6.125	5.881	7.0	2.2	575
8.00	8.125	7.583	8.125	7.725	8.125	7.785	7.5	1.9	1105
10.00	10.125	9.449	10.125	9.625	10.125	9.701	8.0	1.5	1835
12.00	12.125	11.315	12.125	11.565	12.125	11.617	8.5	1	2800

Tabla 5: Dimensiones comerciales de tubería de acero galvanizado Schedule 40²

Size Inches	Diameters			Transverse Areas			Length of Pipe per Sq. Foot of		Cubic Feet per Foot of Pipe	Weight per Foot Pounds	Number Threads per Inch of Screw
	External Inches	Internal Inches	Nominal Thickness Inches	External Sq. Ins.	Internal Sq. Ins.	Metal Sq. Ins.	External Surface Feet	Internal Surface Feet			
	1/8	.405	.269	.068	.129	.057	.072	9.431			
1/4	.540	.364	.088	.229	.104	.125	7.073	10.493	.00072	.424	18
3/8	.675	.493	.091	.358	.191	.167	5.658	7.747	.00133	.567	18
1/2	.840	.622	.109	.554	.304	.250	4.547	6.141	.00211	.850	14
3/4	1.050	.824	.113	.866	.533	.333	3.637	4.635	.00370	1.130	14
1	1.315	1.049	.133	1.358	.864	.494	2.904	3.641	.00600	1.678	11½
1¼	1.660	1.380	.140	2.164	1.495	.669	2.301	2.767	.01039	2.272	11½
1½	1.900	1.610	.145	2.835	2.036	.799	2.010	2.372	.01414	2.717	11½
2	2.375	2.067	.154	4.430	3.355	1.075	1.608	1.847	.02330	3.652	11½
2½	2.875	2.469	.203	6.492	4.788	1.704	1.328	1.547	.03325	5.793	8
3	3.500	3.068	.216	9.621	7.393	2.228	1.091	1.245	.05134	7.575	8
3½	4.000	3.548	.226	12.56	9.886	2.680	.954	1.076	.06866	9.109	8
4	4.500	4.026	.237	15.90	12.73	3.174	.848	.948	.08840	10.790	8
5	5.563	5.047	.258	24.30	20.00	4.300	.686	.756	.1389	14.61	8
6	6.625	6.065	.280	34.47	28.89	5.581	.576	.629	.2006	18.97	8
8	8.625	7.981	.322	58.42	50.02	8.399	.442	.478	.3552	28.55	8
10	10.750	10.020	.365	90.76	78.85	11.90	.355	.381	.5476	40.48	8
12	12.750	11.938	.406	127.64	111.9	15.74	.299	.318	.7763	53.6	
14	14.000	13.125	.437	153.94	135.3	18.64	.272	.280	.9354	63.0	
16	16.000	15.000	.500	201.05	176.7	24.35	.238	.254	1.223	78.0	
18	18.000	16.874	.563	254.85	224.0	30.85	.212	.226	1.555	105.0	
20	20.000	18.814	.593	314.15	278.0	36.15	.191	.203	1.926	123.0	
24	24.000	22.626	.687	452.40	402.1	50.30	.159	.169	2.793	171.0	

¹ Tabla tomada de <http://energy-models.com/pipe-sizing-charts-tables>

² Tabla tomada de <http://www.netgms.com/steel-pipe-schedule.html>

Apéndice B

Tabla 6: Calor específico del agua a diferentes temperaturas³

Calor específico del agua entre 0 °C y 100 °C

www.vaxasoftware.com

Temp. °C	Calor específico		Temp. °C	Calor específico		Temp. °C	Calor específico	
	$\frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{K} \cdot \text{kg}}$		$\frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{K} \cdot \text{kg}}$		$\frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{K} \cdot \text{kg}}$
0 (hielo)	1,960	0,468	34	4,178	0,999	68	4,189	1,001
0	4,217	1,008	35	4,178	0,999	69	4,189	1,001
1	4,213	1,007	36	4,178	0,999	70	4,190	1,001
2	4,210	1,006	37	4,178	0,999	71	4,190	1,001
3	4,207	1,005	38	4,178	0,999	72	4,191	1,002
4	4,205	1,005	39	4,179	0,999	73	4,192	1,002
5	4,202	1,004	40	4,179	0,999	74	4,192	1,002
6	4,200	1,004	41	4,179	0,999	75	4,193	1,002
7	4,198	1,003	42	4,179	0,999	76	4,194	1,002
8	4,196	1,003	43	4,179	0,999	77	4,194	1,002
9	4,194	1,002	44	4,179	0,999	78	4,195	1,003
10	4,192	1,002	45	4,180	0,999	79	4,196	1,003
11	4,191	1,002	46	4,180	0,999	80	4,196	1,003
12	4,189	1,001	47	4,180	0,999	81	4,197	1,003
13	4,188	1,001	48	4,180	0,999	82	4,198	1,003
14	4,187	1,001	49	4,181	0,999	83	4,199	1,004
15	4,186	1,000	50	4,181	0,999	84	4,200	1,004
16	4,185	1,000	51	4,181	0,999	85	4,200	1,004
17	4,184	1,000	52	4,182	1,000	86	4,201	1,004
18	4,183	1,000	53	4,182	1,000	87	4,202	1,004
19	4,182	1,000	54	4,182	1,000	88	4,203	1,005
20	4,182	1,000	55	4,183	1,000	89	4,204	1,005
21	4,181	0,999	56	4,183	1,000	90	4,205	1,005
22	4,181	0,999	57	4,183	1,000	91	4,206	1,005
23	4,180	0,999	58	4,184	1,000	92	4,207	1,005
24	4,180	0,999	59	4,184	1,000	93	4,208	1,006
25	4,180	0,999	60	4,185	1,000	94	4,209	1,006
26	4,179	0,999	61	4,185	1,000	95	4,210	1,006
27	4,179	0,999	62	4,186	1,000	96	4,211	1,006
28	4,179	0,999	63	4,186	1,000	97	4,212	1,007
29	4,179	0,999	64	4,187	1,001	98	4,213	1,007
30	4,178	0,999	65	4,187	1,001	99	4,214	1,007
31	4,178	0,999	66	4,188	1,001	100	4,216	1,008
32	4,178	0,999	67	4,188	1,001	100 (gas)	2,080	0,497
33	4,178	0,999						

³ Tabla tomada de http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/qui/caloresph2o.pdf

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

Apéndice C

Tabla 7: Propiedades del aire a diferentes temperaturas (Çengel & Afshin, 2014)

TABLE A-15

Properties of air at 1 atm pressure

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific Heat $c_p, \text{J/kg}\cdot\text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m}\cdot\text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m}\cdot\text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

Apéndice D

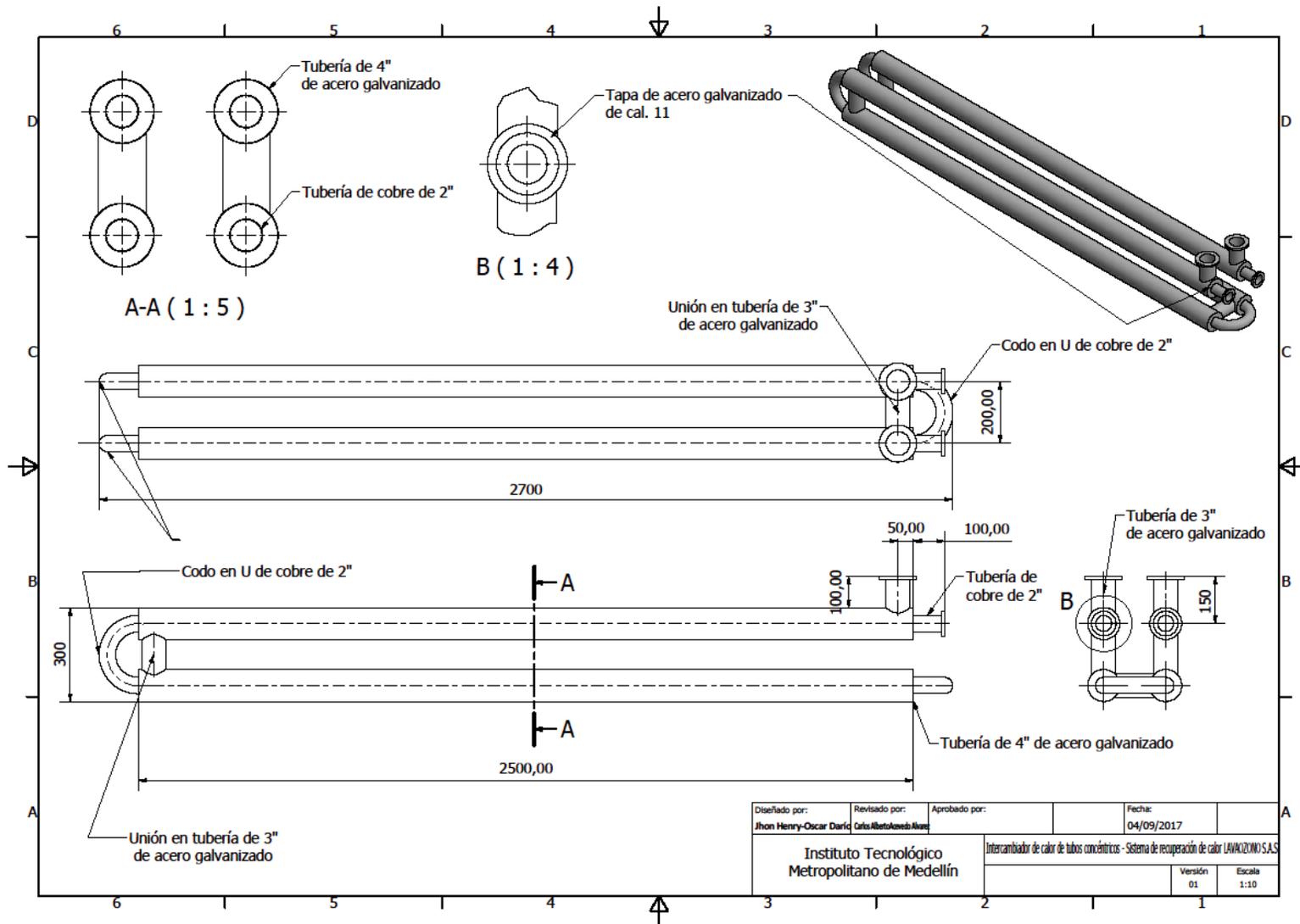
Tabla 8: Propiedades del agua a diferentes temperaturas (Çengel & Afshin, 2014)

TABLE A-9

Properties of saturated water

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Saturation Pressure $P_{\text{sat}}, \text{kPa}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$		Enthalpy of Vaporization $h_{\text{fg}}, \text{kJ/kg}$	Specific Heat $c_p, \text{J/kg}\cdot\text{K}$		Thermal Conductivity $k, \text{W/m}\cdot\text{K}$		Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m}\cdot\text{s}$		Prandtl Number Pr		Volume Expansion Coefficient $\beta, 1/\text{K}$
		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	0.653×10^{-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}

Apéndice E



 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

 Institución Universitaria	PROPUESTA DE TRABAJO DE GRADO	Código	
		Versión	
		Fecha	

FIRMA ESTUDIANTES Henry Oquendo Acevedo

[Signature]

FIRMA ASESOR [Signature]

FECHA ENTREGA: sep. 5/17 (6:00 p.m.)

Se entrega proyecto para ser evaluado por 1ª vez.

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD _____

RECHAZADO___ ACEPTADO___ ACEPTADO CON MODIFICACIONES___

ACTA NO. _____
FECHA ENTREGA: _____

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD _____

ACTA NO. _____
FECHA ENTREGA: _____