

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

# Estudio de eficiencia energética de red de vapor planta guayabal de Postobón S.A.

Juan Gabriel Gómez Gallego

Carlos Alberto Ramírez Suaza

Mateo Álvarez Velásquez

Ingeniería Electromecánica

**M. Ing. Luis Fernando Cardona Sepúlveda**

Asesor Proyecto de Grado

**INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO**

**2018**

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RESUMEN

---

La auditoría energética trabajada en este proyecto bajo los estándares ISO 50002 y ASME-PTC-4, tuvo como propósito la identificación de la eficiencia térmica de la caldera de la planta de Postobón de guayabal (PRODUCTOS LUX). Esta compañía se encarga de la fabricación bebidas como la avena pasteurizada, el doypack y el Mr tea.

El objetivo de esta auditoría era identificar la eficiencia térmica de la caldera y proponer mejoras que puedan aumentar dicha eficiencia. De esta manera se podría disminuir la emisión de gases al ambiente tales como CO<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub> y óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>). De igual manera disminuir las pérdidas de calor en los gases de la chimenea y una gran parte de estos aprovecharlos nuevamente en el ciclo de la caldera, aumentando la temperatura del agua o del aire a la entrada.

Para la estimación de la eficiencia térmica de la caldera, se llevó a cabo la búsqueda de información referente a las normas ISO 50002 y ASME-PTC-4, se realizaron visitas técnicas a la planta de Postobón de guayabal para recolección de datos y fotografías y a partir de esto, se establecieron variables a tener en cuenta al momento de evaluar los parámetros de la caldera. Luego se calculó la eficiencia térmica con la que trabaja la caldera y se realizaron propuestas de mejoras ambientales y económicas.

La base de las propuestas de mejora es el aprovechamiento del calor de los gases que salían expulsados al ambiente, para que fueran retornados a la caldera y de esta manera precalentar el aire o el agua de entrada y disminuir la cantidad de energía necesaria a la entrada del proceso.

**PALABRAS CLAVES:** Caldera, auditoría, red de vapor, recuperación de calor.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RECONOCIMIENTOS

---

Expresamos agradecimientos a nuestras familias Gómez Gallego, Ramírez Suaza y Álvarez Velásquez, por su paciencia, apoyo y comprensión en el desarrollo de este trabajo, ya que fueron nuestros principales motivadores para lograr los objetivos propuestos.

Agradecemos a nuestro asesor de trabajo de grado, el docente Luis Fernando Cardona Sepúlveda por compartirnos todos sus conocimientos en el área térmica y la transferencia de calor y guiarnos durante la construcción del trabajo, de igual manera agradecemos a todos los docentes del ITM, como lo fue la docente María Vilma García Buitrago que compartió con nosotros la teoría y la práctica en el área de la termodinámica, a Juan Gonzalo Ardila Marín por la formación en el área de diseño mecánico, a Bernardo Herrera Múnera por la formación en el área de combustión, a Carlos Alberto Acevedo Álvarez por brindarnos sus conocimientos y consejos en la formación de máquinas térmicas y a todos aquellos que hicieron parte de nuestra formación.

Agradecemos al Ingeniero Diego Andrés González, jefe de mantenimiento de Postobón sede guayabal (PRODUCTOS LUX), por darnos la oportunidad de ingresar a las instalaciones de la empresa, hacer un registro de datos y un reconocimiento fotográfico de todos los equipos y parámetros de la caldera y la red de vapor que componen el proceso de la planta.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# ACRÓNIMOS

---

**ISO:** International Organization for Standardization.

**ASME:** American Society of Mechanical Engineers.

**ACPM:** Aceite Combustible Para Motores.

**CO<sub>2</sub>:** Dióxido de Carbono.

**EES:** Engineering Equation Solver

**°C:** Grados Celsius

**kJ:** Kilo Joule

**$h_{fg}$ :** Entalpía de vaporización [kJ/kg]

**$A_s$ :** Área superficial de transferencia de calor [m<sup>2</sup>]

**$S_D$ :** Separación diagonal de los tubos [m]

**$S_L$ :** Separación longitudinal de los tubos [m]

**$S_T$ :** Separación transversal de los tubos [m]

**$D$ :** Diámetro de los tubos [m]

**$L$ :** Longitud [m]

**$T_s$ :** Temperatura superficial de los tubos [°C]

**$T_i$ :** Temperatura promedio fluido a la entrada [°C]

**$T_e$ :** Temperatura promedio fluido a la salida [°C]

**$V$ :** Velocidad promedio fluido a la entrada [m/s]

**$C_p$ :** Calor específico del fluido [J/(kg°C)]

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**$\rho$** : Densidad del fluido [kg/m<sup>3</sup>]

**$N_L$** : Número de tubos en dirección longitudinal

**$N_T$** : Número de tubos en dirección transversal

**$N$** : Número de tubos totales

**$\nu$** : Viscosidad cinemática del fluido [m<sup>2</sup>/s]

**$Pr$** : Número de Prandtl [adimensional]

**$Pr_s$** : Número de Prandtl a la temperatura superficial [adimensional]

**$h$** : Coeficiente convectivo [W/(m<sup>2</sup>°C)]

**$k$** : Conductividad térmica del fluido [W/(m°C)]

**$Re$** : Número de Reynolds [adimensional]

**$N_{u*}$** : Número de Nusselt [adimensional]

**$N_u$** : Corrección del número de Nusselt [adimensional]

**$V_{max}$** : Velocidad máxima del fluido al interior del banco de tubos

**$\dot{m}$** : Flujo másico del fluido por fuera de los tubos [kg/s]

**$F$** : Factor de corrección [adimensional]

**$\dot{Q}$** : Tasa de transferencia de calor [W]

**$n$** : Factor de aire [m<sup>3</sup> (normal) aire real/ m<sup>3</sup> (normal) aire teórico]

**$X$** : Fracción molar [adimensional]

**$Y$** : Fracción másica [adimensional]

**$N_i$** : Número de moles

**$N_t$** : Número de moles totales

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## TABLA DE CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN .....	8
2. OBJETIVOS .....	9
2.1 General .....	9
2.2 Específicos.....	9
3. MARCO TEÓRICO .....	10
3.1. Caldera .....	10
3.2. Tipos de calderas .....	11
3.2.1 Calderas de gas .....	12
3.2.2 Caldera de aceite .....	12
3.2.3 Caldera de carbón.....	12
3.2.4 Calderas eléctricas .....	13
3.3. Red de vapor.....	13
3.4. Instrumentación.....	15
3.4.1 Control de nivel.....	15
3.4.2 Control de llama (calderas con quemador) .....	17
3.4.3 Control de presión .....	18
3.4.4 Control de temperatura.....	19
3.5. Marmita .....	20
3.6. Pasteurizador .....	20
3.7. Intercambiador de calor de placas .....	22
3.8. Mejoras Propuestas .....	23
3.8.1 Dámper distribuidor .....	23
3.8.2. Banco de tubos .....	26
3.9. Auditorías energéticas .....	28
3.9.1 Norma ISO 50002.....	29
3.9.2 Norma ASME-PCT-4 .....	30
3.10. Estudios previos .....	32
4. METODOLOGÍA.....	36

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

4.1. Identificación de componentes de la caldera.....	37
5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	44
5.1 Eficiencia térmica.....	44
5.2 Pérdidas por la chimenea .....	51
5.3 Banco de tubos escalonados para precalentamiento de agua.....	54
5.3.1 Ahorro estimado para banco de tubos para precalentamiento de agua .....	59
5.4. Banco de tubos escalonados para precalentamiento de aire .....	60
5.4.1 Ahorro estimado para banco de tubos para precalentamiento de aire .....	68
5.5 Recirculación gases de combustible con DAMPER .....	69
5.5.1. Ahorro estimado para recirculación gases de combustible con DAMPER al 30% .....	71
5.6. Pérdidas por condensado .....	72
5.6.1. Lavadora de botellas y sistema I (Rinse).....	72
5.6.2. Sistema de ultra-pasteurizador (avena) .....	75
5.6.3. Sistema doypack .....	78
5.6.4. Sistema pasteurizador de tetra.....	80
6. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO .....	82
REFERENCIAS .....	85
APÉNDICE.....	88

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# 1. INTRODUCCIÓN

---

La caldera para la operación en el campo industrial es de gran utilidad ya que satisface la necesidad de emplear fuentes de calor a muy diversos niveles de temperatura. A la hora de diseñar y dimensionar una instalación de una caldera y su red de vapor es muy importante comprender todos los cambios energéticos caracterizados por sus correspondientes ganancias y pérdidas entálpicas, las características de calentamiento y enfriamiento y las leyes por las que se rigen. El estudio de la eficiencia de la caldera de la planta de Postobón, tiene como finalidad proponer mejoras que aumenten la eficiencia térmica y disminuyan los costos y la emisión de los gases contaminantes actuales.

El desarrollo de este trabajo de grado, comprende la implementación del proceso de diseño a través de tres (3) etapas generales: la etapa de definición de conceptos, la etapa de selección y la etapa de cálculo detallado.

En la primera etapa, se definieron conceptos teóricos que permitieron explicar los fenómenos que ocurren en una caldera que funciona con vapor de agua, y los datos que esta entregó durante su funcionamiento permitieron obtener un registro de variables como temperatura, presión, calor específico, densidad, conductividad térmica, viscosidad cinemática y flujo, que pudieron ser estudiados en ciertos intervalos de tiempo.

La segunda etapa, a partir del conocimiento de los requerimientos, se plantearon y se analizaron alternativas de mejoras al funcionamiento actual de la caldera, que incluyen la configuración de un banco de tubos para dos fluidos, una estimación aproximada de una válvula para la recirculación de gases, y un aproximado del desperdicio de condensado.

En la tercera etapa se presentaron los cálculos detallados del ahorro económico en el consumo del gas natural para las diferentes alternativas propuestas, el ahorro económico del condensado que es desperdiciado. Finalmente se concluye acerca de los prototipos y las recomendaciones para futuros proyectos.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 2. OBJETIVOS

---

### 2.1 General

Hacer un estudio de la eficiencia de la caldera de la planta de Postobón de guayabal (PRODUCTOS LUX) y proponer mejoras con el fin de reducir costos y la emisión de gases al ambiente

### 2.2 Específicos

- Caracterizar la red actual de vapor.
- Estimar la eficiencia de la caldera.
- Proponer mejoras a la red actual con el fin de aumentar la eficiencia y estimar el potencial económico y la mejora en los gases contaminantes.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 3. MARCO TEÓRICO

---

### 3.1. Caldera

Una caldera es un recipiente metálico, cerrado diseñado para calentar agua u otro fluido en estado líquido, donde se aprovecha el calor producido por el efecto de una combustión u otra fuente de energía en forma de calor. Por el efecto de la transferencia del calor, el agua se convierte en vapor, la energía interna en forma de calor que posee este vapor es aprovechada en diferentes procesos industriales y es transportado por medio de tuberías aisladas, para evitar pérdidas de calor, hasta el lugar de trabajo, en donde, por medios mecánicos de transferencia de calor, se aprovecha el calor interno del vapor.

La operación de una planta de calderas, su mantenimiento, inspección y sostenimiento requieren el servicio de personal técnico especializado a causa del desarrollo y mejora tecnológica en los materiales. Esto es debido también al avance en todo lo relativo a principios metalúrgicos sobre rotura de materiales, soldadura de componentes de una caldera y en reparaciones, así como el desarrollo de sensores que permitan un control más automático (Kohan, A. L. , 2000).

Una caldera tiene los siguientes parámetros a observar que las diferencian unas de otras (Villares, M, 2003):

- Localización de la caldera.
- Cantidad de vapor que se necesita.
- Presión del vapor.
- Temperatura del vapor.
- Calidad del vapor.
- Calidad del agua que sirve como alimentación.
- Tipos de combustibles de alimentación.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Características de carga.
- Variaciones previstas de carga.
- Tipo y forma de los quemadores.

Los exteriores de los tubos y otras zonas de una caldera se afectan por incrustaciones en sus paredes. Dichas incrustaciones se determinan principalmente por el tipo de combustible que se utilice, la calidad del combustible, las condiciones de combustión y la calidad del agua de alimentación, aparte de la forma y el diseño que posea la caldera.



**Figura 1.** Aspecto de la caldera pirotubular Postobón S.A. Sede Guayabal (Fuente: autores)

### 3.2. Tipos de calderas

Los tipos de calderas se pueden clasificar por su diseño, forma de combustión, capacidad, entre otros; no obstante, se mencionará una clasificación basada en el tipo de

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

combustible. Básicamente, existen cuatro tipos básicos de calderas (Malek, Mohammad A., 2005); (Bernardo Herrera Múnera , 2017):

### **3.2.1 Calderas de gas**

Como su nombre lo indica, es una caldera que es calentada por la combustión de un gas, que puede ser gas natural (Constituido principalmente por Metano y algunas trazas de etano, propano, nitrógeno y dióxido de carbono), gas líquido propano (Mezcla de hidrocarburos livianos, compuesta principalmente por Propano y Butano), gas de síntesis (La forma más habitual de obtenerlo es a partir de Metano por medio del reformado y/o la oxidación parcial del gas natural, aunque también puede ser obtenido a partir de la gasificación de la Biomasa), gas de alto horno u otro gas derivado de petróleo .

### **3.2.2 Caldera de aceite**

Este tipo de caldera es calentada por la combustión de un aceite derivado del petróleo, que puede ser un aceite pesado como el crudo de castilla, muy utilizado por su bajo costo, o un aceite liviano como el ACPM o el keroseno.

### **3.2.3 Caldera de carbón**

Diferentes variedades de carbón son usadas para calderas grandes, en su mayoría, para usos industriales. El carbón es un mineral de origen orgánico, de color negro, muy rico en carbono. Se origina por descomposición de vegetales terrestres, hojas, maderas, cortezas, esporas, etc., que se acumulan en zonas pantanosas, lagunares o marinas, de poca profundidad. Los vegetales muertos se van acumulando en el fondo de una cuenca. Quedan cubiertos de agua, y por lo tanto protegidos del aire. Comienza una lenta transformación

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

por la acción de microorganismos que no pueden vivir en presencia de oxígeno. (Bacterias Anaerobias). Con el tiempo se produce un progresivo enriquecimiento en Carbono. El carbón es un combustible muy económico para el trabajo de calderas utilizadas en plantas de generación eléctrica, pero su bajo costo en el uso del combustible va en contra vía de los altos costos para el control de la emisión de carbón.

### **3.2.4 Calderas eléctricas**

En lugar de los combustibles convencionales, la electricidad es usada como fuente de calor para estos tipos de calderas. La electricidad es una fuente de energía muy limpia y eficiente, este tipo de caldera comúnmente se utiliza para laboratorios de investigación, industrias alimenticias y en otras industrias en donde se hace control estricto de las emisiones de combustibles fósiles (fermentación de seres vivos).

### **3.3. Red de vapor**

El vapor de agua en la industria es un producto muy utilizado por sus características energéticas, ya que de una unidad pequeña de vapor se obtiene un gran contenido energético. La generalización del vapor de agua está basada en un conjunto de características singulares que le convierten en un producto insustituible. Algunas de sus principales características son:

- Materia prima barata y de elevada disponibilidad
- Amplio rango de temperaturas de empleo
- Ininflamable y no tóxico
- Fácilmente transportable por tubería
- Elevado calor de condensación

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Elevado calor específico
- Temperatura de condensación fácilmente regulable.

El vapor de agua constituye el fluido energético ideal para aplicaciones energéticas en el campo industrial. La principal razón es la necesidad que tiene la industria de emplear fuentes de calor a muy diversos niveles de temperatura. Este requisito lo cumple el vapor de agua ya que su tolerancia oscila entre 1,13 bar y 70 bar que equivalen a una banda térmica entre 103°C y 287°C como vapor saturado seco (cuando el vapor está a la temperatura de ebullición sin humedad) e incluso temperaturas más elevadas si el vapor se produce con sobrecalentamiento posterior (cuando el vapor está por encima del punto de ebullición). El vapor de agua es muy efectivo en las operaciones de calentamiento por su elevado calor latente y su baja densidad.

El vapor agua como fluido energético se caracteriza por ser capaz de transportar energía entre dos puntos en forma de entalpía. A partir del calentamiento de agua se produce el vapor, en un generador o caldera en el que aumenta su entalpía a expensas del calor de combustión de un combustible y una vez en el punto de utilización se extrae su entalpía mediante intercambio de calor. “La transferencia de calor en el punto de utilización debe basarse en aprovechar correctamente esta entalpía de condensación para que a la salida del equipo intercambiador se obtenga líquido saturado o subenfriado. De esta manera se habrá aprovechado la entalpía de condensación a temperatura constante”. En una red de vapor se producen cambios energéticos caracterizados por sus ganancias y pérdidas entálpicas en toda la banda que cubre desde agua líquida a cualquier temperatura hasta vapor sobrecalentado también a cualquier temperatura y viceversa, pasando por las fases líquidas y de vapor, así como los cambios de fase caracterizados por calentamiento y enfriamiento.

Una red de distribución de vapor, al igual que cualquier red de distribución de un fluido, está compuesta por tuberías y accesorios de tubería debido a la presencia de aire y

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

de condensados. La presencia de aire mezclado con el vapor ocasiona pérdidas de eficiencia. El aire, debido a su bajo calor específico y mala transmisión térmica, disminuye la eficiencia de intercambio del vapor. Esta situación obliga al empleo de separadores de gotas, purgadores (termostáticos, mecánicos y termodinámicos) y eliminadores de aire en las redes de vapor que garanticen la ausencia de aire mezclado con el vapor. La incorporación de aire en la red es frecuente sobre todo en redes que trabajan intermitentemente; al enfriarse, absorben aire debido a la contracción del fluido que se produce acompañando a su enfriamiento.

La presencia de condensados se produce cuando el vapor entra en contacto con puntos fríos del sistema, tanto en tuberías de distribución como en el proceso de intercambio de calor en los puntos de utilización. La presencia de condensados se produce especialmente cuando se arranca la instalación y se da paso de vapor hacia la red, ésta está fría y el vapor en contacto con las tuberías condensa en tanto en cuanto no se calientan dichas tuberías y se alcanzan las temperaturas de régimen de equilibrio. Una vez estabilizado el régimen térmico en la instalación, sigue produciéndose condensación debido a pérdidas térmicas en zonas no aisladas o con mal aislamiento e incluso, en las zonas aisladas, teniendo en cuenta que los aislamientos no son perfectos. La presencia de condensados a altas velocidades produce ruido, abrasión, golpes de ariete, etc (Junta de castilla y león, Consejería de economía y empleo, Ente regional de energía de castilla y león, 2010).

### **3.4. Instrumentación**

#### **3.4.1 Control de nivel**

Para lograr que un caudal de vapor coincida con los requisitos variables de una caldera, se necesita de un control de nivel de agua de la caldera. Dados los pequeños espacios de vapor, se requiere una respuesta rápida y precisa a las variaciones en el nivel de agua, éste se controla poniendo en marcha bien sea con una bomba de alimentación de

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

agua de la caldera a unos niveles de agua determinados por una sonda y control on/off, o abriendo o cerrando progresivamente una válvula de alimentación, según la demanda de vapor hace que cambie el nivel de agua.

Un control proporciona una presión y un caudal de vapor constante en las calderas de vapor. El caudal del agua de alimentación varia, en respuesta a los cambios en el nivel de agua. Con un control modulante, la bomba de alimentación de agua de la caldera está en marcha todo el tiempo, y se usa una línea de retorno para devolver el agua sin usar al tanque (Spyrax Sarco, 2014).



**Figura 2.** Aspecto control de nivel de agua de la caldera piro-tubular Postobón S.A. Sede Guayabal (Fuente: autores)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3.4.2 Control de llama (calderas con quemador)

La función de este control es la de regular la secuencia de encendido del quemador de una caldera. El dispositivo opera al recibir energía, allí comienza una secuencia de encendido programada: activa la salida del ventilador de pre barrido, si detecta llama en esta etapa aborta el ciclo y activa la salida de alarma; luego del pre barrido activa la salida de comando de ignición y gas y a continuación la salida para el solenoide de combustible. Si enciende, apaga la ignición (chispa) y activa el relé de modulador. Realiza dos intentos de encendido, en caso de fracasar activa la salida de alarma. Luego de encendido el quemador, si se apaga la llama realiza un intento de encendido y si fracasa activa la salida de alarma (Malek, Mohammad A., 2005).



**Figura 3.** Aspecto del quemador y ventilador de caldera pirotubular del Hospital Pablo Tobón Uribe (Fuente: autores)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3.4.3 Control de presión

Para hacer un control del nivel de presión se requiere de un presóstato. Este dispositivo también es conocido como interruptor de presión, consiste de un aparato que cierra o abre un circuito eléctrico dependiendo de la lectura de presión de un fluido. El fluido ejerce una presión sobre un pistón interno haciendo que se mueva hasta que se unen dos contactos. Cuando la presión baja un resorte empuja el pistón en sentido contrario y los contactos se separan. Un tornillo permite ajustar la sensibilidad de disparo del presóstato al aplicar determinada fuerza sobre el pistón a través del resorte. Usualmente tienen dos ajustes independientes: la presión de encendido y la presión de apagado. No deben ser confundidos con los transductores de presión (medidores de presión), mientras estos últimos entregan una señal variable en base al rango de presión (Elhinel, 2014).



**Figura 4.** Aspecto del presóstato de la caldera pirotubular Postobón S.A. Sede Guayabal  
(Fuente: autores)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3.4.4 Control de temperatura

La temperatura en la caldera se controla con un termostato. El termostato es el elemento que controla la temperatura, este abre o cierra un contacto conectado a un circuito eléctrico cuando alcanza la temperatura de regulación. Se puede decir que es un interruptor o conmutador eléctrico que funciona con temperatura (Franco, Juan Manuel, 2006). Los termostatos son muy utilizados en sistemas de aire acondicionado, calefacción, entre otros. Los termostatos se utilizan para ahorrar energía, ya que registran la temperatura ambiente y cuando se llegue a un tope establecido de temperatura se cierra el circuito eléctrico que genera el calor (o frío si hablamos de aire acondicionado). Mientras más sofisticado sea el sistema mayor será el ahorro, ya que medirá con más precisión la temperatura del ambiente y cerrará el circuito cuando se alcance la temperatura programada.



**Figura 5.** Aspecto del termostato de la caldera piro-tubular Postobón S.A. Sede Guayabal (Fuente: autores)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3.5. Marmita

“Es un equipo que permite realizar evaporación y cocción de productos. El calentamiento se genera por la circulación de vapor de agua a través del sistema de chaqueta, lo que hace que la conducción de calor sea más eficaz; además posee un sistema de agitación para que los procesos que se lleven a cabo en este equipo se realicen de manera homogénea” (Tema Fantástico S.A. , s.f.).



**Figura 6.** Aspecto de las marmitas en Postobón S.A. Sede Guayabal (Fuente: autores)

### 3.6. Pasteurizador

Un pasteurizador es un dispositivo que pasteuriza, el tratamiento de un producto alimenticio para matar los organismos que causan enfermedades tales como bacterias. La leche es uno de los alimentos más ampliamente pasteurizados, pero los pasteurizadores también se puede utilizar con una variedad de otros líquidos, y algunos otros alimentos

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

pueden ser pasteurizados también. Los pasteurizadores pueden trabajar en un número de diferentes maneras. Uno de los estilos más comunes es el “alta temperatura, tiempo corto” (HTST) o pasteurizador flash, lo que trae la comida a una temperatura muy elevada durante un breve período para matar las bacterias antes de enfriamiento rápido de la misma. Relacionado es el método de pasteurización de “mayor calor, el tiempo más corto” (HHST) (Prucommercialre.com, 2017).



**Figura 7.** Aspecto pasteurizador de Postobón S.A. Sede Guayabal (Fuente: autores)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3.7. Intercambiador de calor de placas

“El intercambiador de calor de placas consiste en un paquete de placas de metal corrugadas con tomas para el paso de los dos fluidos entre los que se realiza el intercambio de calor. Entre las placas del intercambiador de calor se forman canales y los orificios de las esquinas están dispuestos de manera que los dos líquidos circulen por canales alternos. El calor se transfiere por la placa entre los canales. Para incrementar la eficiencia al máximo se genera un flujo en contracorriente. La corrugación de las placas provoca un flujo en torbellino que aumenta la eficiencia de intercambio térmico y protege la placa contra la presión diferencial” (Alfa Laval).



**Figura 8.** Aspecto intercambiador de placas de Postobón S.A. Sede Guayaabal (Fuente: autores)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### **3.8. Mejoras Propuestas**

#### **3.8.1 Dámper distribuidor**

El dámper distribuidor se trata de una válvula en forma de T que permite desviar el caudal de una entrada a una o dos salidas para su montaje entre bridas en conducciones para gases. (El gas que retorna a la caldera y el que sale expulsado al ambiente). Normalmente esos mecanismos están diseñados para trabajar con presiones de 100 mbar, con velocidades recomendadas de 30 m/s y temperaturas de 600 °C.

Se trata de una válvula de estanqueidad relativa, con un grado de cierre del 90% al 99% pudiendo llegar al 100% si se incluye un sistema de sellado por aire (ver Dámper distribuidor con sistema de sellado).

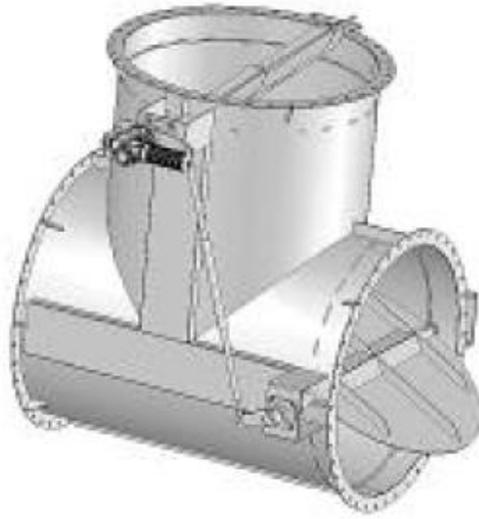
##### ***3.8.1.1. Dámper distribuidor estándar***

Este sistema está compuesto por dos clapetas que giran sobre su propio eje estando éstas unidas mecánicamente de manera que al abrir una vía se cierra la otra. El cuerpo de los distribuidores es de construcción mecanosoldada que se puede realizar en diferentes materiales. El rango estándar de construcción incluye diámetros desde 150 mm (mínimo) hasta los 2000 mm aproximadamente.

Los discos de los distribuidores se construyen planos con nervios de refuerzo y sustentado en dos semiejes. El sistema de disco plano es lo suficientemente rígido para las presiones de trabajo de estas válvulas que no producen pérdidas de carga significativas.

Los dámpers distribuidores pueden ser de dos tipos dependiendo de la aplicación: a clapeta libre (cierre del 90 al 97%) para ambientes con concentraciones de polvo (menores que 1000 mg/Nm<sup>3</sup>); y de cierre metal/metal con cuadradillo (cierre del 99%).

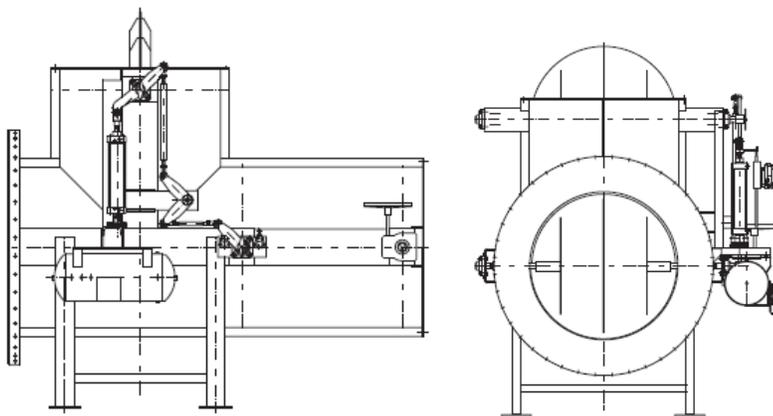
	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



**Figura 9.** Aspecto Dámper distribuidor estándar (Fuente: ORBINOX)

### **3.8.1.2 Dámper distribuidor con mariposa**

Este modelo se compone de un distribuidor que en uno de sus conductos tiene incorporado una clapeta independiente. El conjunto resultante de distribuidor y mariposa ahorra espacio y bridas de unión.



**Figura 10.** Aspecto Dámper distribuidor mariposa (Fuente: ORBINOX)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

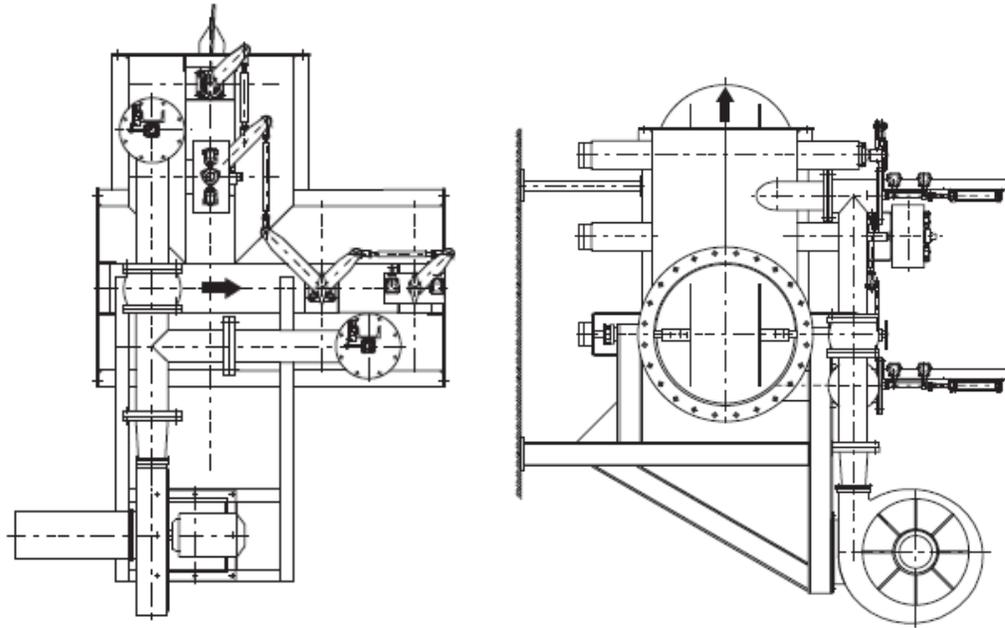


**Figura 11.** Aspecto Dámper distribuidor mariposa caldera Hospital Pablo Tobón Uribe  
(Fuente: Autores)

### **3.8.1.3 Dámper distribuidor con sistema de sellado**

Este modelo consta de un distribuidor que tiene dos clapetas accionados al mismo tiempo por un único sistema de accionamiento. El sellado se realiza en el conducto existente entre estas dos clapetas, inyectando aire ambiente a una presión superior a la de los gases que circulan por los conductos. El accionamiento de actuadores puede ser por medio neumático todo/nada, neumático con regulación y eléctrico. El sistema de sellado está compuesto por un electroventilador, una válvula de sellado, un compensador de dilatación y una tubería de sellado (ORBINOX, 2017).

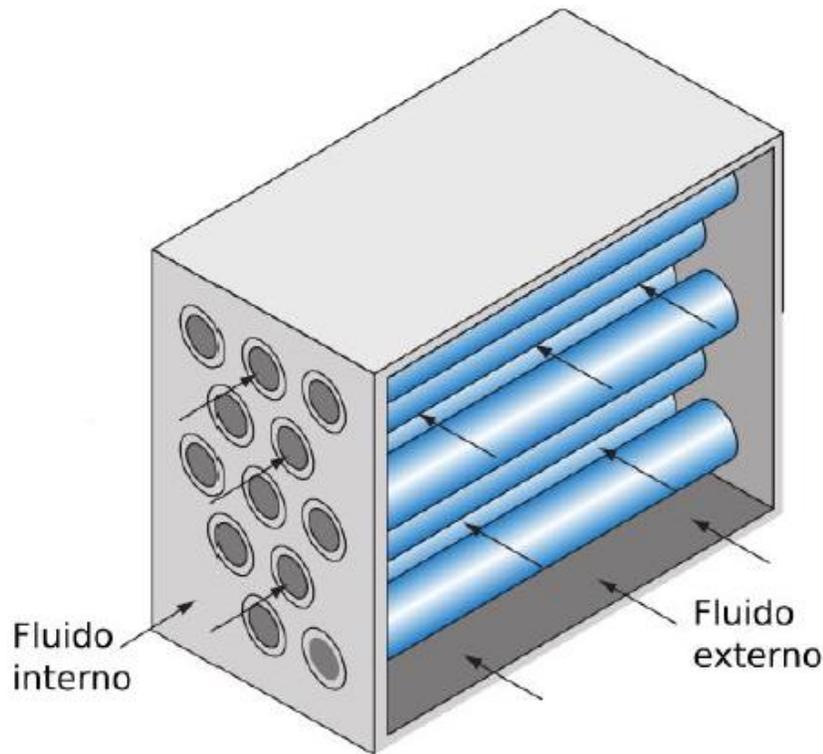
	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



**Figura 12.** Aspecto Dámper distribuidor con sistema de sellado (Fuente: ORBINOX)

### 3.8.2. Banco de tubos

Un banco de tubos es un tipo de intercambiador de calor que trabaja por medio de convección; esta convección puede ser forzada o natural, donde la primera es generada por fuerzas impulsoras externas, usadas comúnmente en condensadores y evaporadores; y la segunda por variaciones de densidad. Estas a su vez pueden ser producidas por la existencia de gradientes de temperatura o de concentración en el seno del fluido.



**Figura 13.** Banco de tubos (Kreith, Manglik and Bohn)

Según el diseño puede ser verticales u horizontales y alineados o escalonados. Por medio de ellos circulan fluidos que pueden tener régimen laminar o turbulento. El flujo laminar se caracteriza por líneas suaves de corriente y un movimiento altamente ordenado; mientras que, en el caso turbulento, el flujo se caracteriza por ser desordenado.

El número de Reynolds relaciona la densidad, viscosidad, velocidad y dimensión típica de un flujo en una expresión adimensional. El flujo se considera laminar para números de Reynolds bajos o turbulentos para número de Reynolds altos. Para flujos internos por ejemplo, un Reynolds de más de 10mil indica un régimen turbulento (Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar, 2011)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Tubos alineados



Tubos escalonados

**Figura 14.** Patrones de flujo. Fuente: (Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar, 2011)

### 3.9. Auditorías energéticas

“Las auditorías energéticas son una herramienta para reducir el consumo de energía y encontrar una solución a largo plazo” (International Dynamic Advisors, 2016). Estas ayudan a identificar y priorizar las oportunidades para mejorar el rendimiento energético, reducir el desperdicio de energía y la obtención de naturaleza medioambiental beneficios.

La norma ISO 50002: 2014 especifica los requisitos del proceso para llevar a cabo una auditoría energética en relación con el rendimiento energético. Esta norma es aplicable a todo tipo de establecimientos y organizaciones y a todas las formas de energía y uso de la energía. La norma especifica los principios para llevar a cabo las auditorías energéticas, los requisitos para los procesos comunes durante las auditorías energéticas y los resultados

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

para las auditorías energéticas. ISO 50002: 2014 no aborda los requisitos para la selección y evaluación de la competencia de los organismos que prestan servicios de auditoría energética y no cubre la auditoría del sistema de gestión energética de una organización, tal como se describe en la norma ISO 50003 (International Organization for Standardization, 2014). Tampoco describe en particular como se estima la eficiencia térmica de un equipo puntual.

Por otra parte, el objetivo de la norma ASME-PTC-4:2008 es establecer el procedimiento específico para evaluación del rendimiento de generadores de vapor alimentados por combustible. Este código proporciona procedimientos de pruebas estándar que pueden dar una estimación de la eficiencia de la caldera, obteniendo el nivel de precisión más alto consistente con la práctica y el actual desarrollo de la ingeniería (ASME, 2009).

### **3.9.1 Norma ISO 50002**

El propósito de esta norma internacional es definir los procesos que conducen a la identificación de oportunidades para mejorar el rendimiento energético.

Una auditoría o evaluación energética comprende una revisión detallada del rendimiento energético de una organización, un proceso, o ambos. Normalmente se basa en la medición y observación apropiadas de los usos y consumos energéticos. Normalmente, los resultados de auditorías incluyen información sobre el consumo y desempeño, y estos pueden ir acompañados de una serie de recomendaciones clasificadas para mejorar en términos de rendimiento energético.

Las auditorías energéticas se planifican y se realizan como parte de la identificación y priorización de oportunidades para mejorar el rendimiento energético. Las auditorías pueden tener diferencias en el enfoque y en términos de alcance, frontera y objetivo de

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

auditoría. Este estándar Internacional trata de armonizar los aspectos más comunes de las auditorías energéticas con el fin de mejorar la claridad y la transparencia en el mercado.

El proceso de auditoría energética es presentado como una simple secuencia cronológica, pero esto no excluye iteraciones repetidas de ciertos pasos. El cuerpo principal de esta Norma Internacional cubre los requisitos generales comunes a todas las auditorías energéticas. Para la auditoría de un equipo, proceso o sector económico específico, remítase a las pautas y estándares locales, nacionales e internacionales adecuados.

Una auditoría energética permite a una organización, sea cual sea su tamaño o tipo, mejorar su rendimiento energético, consumo de energía y obtener beneficios ambientales.

### 3.9.2 Norma ASME-PCT-4

Al prepararse para conducir un rendimiento del generador de prueba de vapor, las partes en la prueba deben hacer una cantidad de decisiones y establecer ciertos acuerdos. Este Código describe las decisiones y los acuerdos, y proporciona una orientación.

El rendimiento de un generador de vapor en condiciones de operación particular generalmente se cuantifica por tres características, definido de la siguiente manera:

**Caudal:** El caudal másico máximo de vapor producido en condiciones específicas.

**Eficiencia:** La relación entre la energía de salida y la energía de entrada.

**Salida:** Toda la energía absorbida por el fluido de trabajo, excepto lo que se recuperó dentro de la envolvente del generador de vapor.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

La eficiencia del generador de vapor se define por el método de entrada/salida o por el método del balance de la energía. El primero se define con la siguiente ecuación:

$$Eficiencia\ térmica = \frac{Salida}{Entrada} \times 100$$

La determinación de la eficiencia mediante este método requiere una medición directa y precisa de toda la producción, así como también todo el aporte. Las medidas principales requeridas son las siguientes:

- (a) caudal de agua de alimentación que ingresa al generador de vapor
- (b) sobrecalentamiento de los caudales de agua
- (c) caudales de todas las corrientes de salida secundarias tales como purga de calderas, vapor auxiliar, etc.
- (d) presión y temperatura de todo el fluido de trabajo, corrientes tales como entrada y salida del agua, vapor auxiliar, etc.
- (e) mediciones adicionales en el ciclo de la turbina como requerimiento para determinar los flujos del recalentador por método de balance de la energía
- (f) tasa de flujo de combustible
- (g) poder calorífico superior del combustible
- (h) entrada de energía residual

El método del balance de la energía se define con la siguiente ecuación:

$$Entrada + Créditos = Salida + Pérdidas$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$Eficiencia = \left[ \frac{Entrada - Pérdidas + Créditos}{Entrada} \right] \times 100$$

$$Eficiencia = \left[ 1 - \frac{(Pérdidas - Créditos)}{Entrada} \right] \times 100$$

La determinación de la eficiencia mediante este método requiere la identificación y medición o estimación de todas las pérdidas y créditos (ASME, 2009).

### 3.10. Estudios previos

Esta sección del proyecto hace énfasis en la investigación de documentos, datos y antecedentes, los cuales serán de gran ayuda para entender más a fondo el tema que tratamos, con el fin usar las herramientas y conocimientos obtenidos para realizar un buen trabajo. Por ejemplo, se encuentra el artículo “Methodology for the physical and chemical exergetic analysis of steam boilers”, donde se presentan los estudios termodinámicos, energéticos y exergéticos realizados a las calderas. Estos equipos tienen gran impacto en la industria actual y por ende en el medio ambiente. Por tanto, demuestran que tan imprescindible es comprender plenamente como saber utilizar los recursos y productos de la caldera con el fin de realizar una adecuada gestión de la energía. De esta forma se desarrolló una metodología para evaluar las diferentes propiedades y variables de estos equipos.

El estudio realizado presenta la evaluación de las propiedades termodinámicas y su rendimiento asociado a los materiales utilizados en calderas, tales como: caudal másico, temperatura, entalpía, entropía, transferencia de energía y exergía con sustancias químicas,

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

calor e interacciones de materiales, eficiencias y pérdidas en el vapor. El método de investigación se clasificó en dos características principales: variables de operación y variables de rendimiento (Idehai O. Ohijeagbon, M. Adekojo Waheed, Simeon O. Jekayinfa, 2013).

Se puede sacar mucho provecho a tan valioso conocimiento, por lo que se trató de entender al máximo para poder utilizarlo en nuestra investigación, pero también hacía falta conocer las calderas en general, con sus diferentes tipos de aplicaciones y diseños. Existen estudios previos donde se busca comprender el comportamiento de la eficiencia y las variables que pueden influir en la caldera, por ejemplo, el artículo “Efficiency studies of combination tube boilers”. En este estudio se enseña un diseño innovador ya que muchas de las investigaciones que se han realizado, tratan de las calderas pirotubulares y acuotubulares; las cuales son estudiadas por métodos teóricos y resultados de ensayos, lo que permitió crear modelos matemáticos que podrían predecir el comportamiento y la eficiencia de cualquiera de estos dos equipos. Queda claro que existen cantidad de estudios referentes a estos dos diseños, pero no existe mucha literatura sobre la caldera de tubos combinados, por lo que en el artículo se hace referencia a este equipo tan desconocido.

Como su nombre lo indica, en esta caldera se combinan tanto los tubos de fuego (pirotubular) como los de agua (acuotubular), un diseño diferente a los convencionales, donde los gases de combustión son llevados al interior de la carcasa, estando rodeados por agua, se proporciona una convección adecuada para la transferencia de calor y lo refleja en el aumento de la eficiencia del equipo.

Los resultados de los ensayos fueron positivos, demostrando que las calderas de tubos combinados tienen una óptima eficiencia, incluso trabajando con combustibles de baja calidad. Lo que nos confirma que el mundo siempre ha estado en un proceso de mejora continua, buscando siempre optimizar el uso de la energía, por lo cual se buscará analizar y proponer mejoras dentro del trabajo realizado (Brundaban Patro, 2016).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



**Figura 15.** Vista ilustrada de una caldera de tubo combinada. Fuente (Brundaban Patro, 2016).

Por otra parte, se buscaron escritos donde se ejecutaban mejoras a los sistemas de vapor y se encontró uno bastante pertinente, ya que se puede aplicar en nuestro proyecto. Su nombre es “The Optimization and Application Research on Power Plant Circulating Water Waste Heat Regenerative Thermal System” donde los autores nos enseñan un sistema que permite mejorar la eficiencia térmica de las plantas de energía (PPCW), donde se hace énfasis en la regeneración térmica de las aguas de circulación, generando ahorros energéticos al reciclar y calentar el condensado que pierde calor. Se debe tener en cuenta que esta mejora implementa una bomba de calor la cual adicionará calor por medio de un intercambiador a las aguas de circulación, lo que impactara directamente en ciertas variables del sistema térmico, especialmente la caldera a la cual se le deben ajustar sus parámetros.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Los resultados relacionados con la relación del agua de condensación en la bomba de calor y el aumento de la temperatura del refrigerante, demuestran que se puede obtener una alta eficiencia energética, lo que se traduce en ahorro en los sistemas térmicos en los plantas de energía (PPCW) (Qingsheng Bi, Yanliang Ma, 2010).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 4. METODOLOGÍA

---

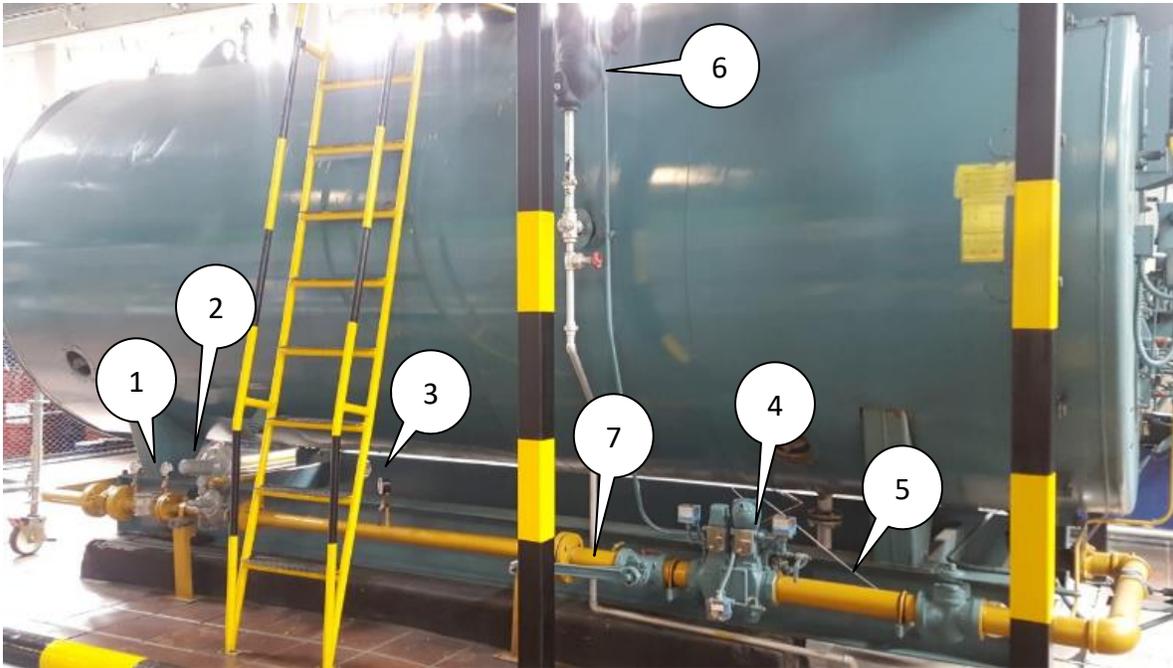
Para la elaboración del presente proyecto, se llevaron a cabo una serie de visitas técnicas a la planta de Postobón de guayabal (PRODUCTOS LUX) para la observación y el registro fotográfico de datos y posteriormente un análisis para verificar el cumplimiento de la eficiencia de la caldera bajo los estándares de las normas ISO50002 y ASME-PTC-4.

Este proyecto se llevó a cabo mediante la recopilación de datos a partir de un software instalado por la gobernación de Antioquia en la caldera de la planta de Postobón de guayabal que monitorea constantemente la emisión de gases por un periodo de seis meses, lectura de manómetros de la caldera, fuentes secundarias de información como lo son la consulta de libros, revistas especializadas, documentos digitales hallados en las bases de datos del ITM y en diferentes direcciones electrónicas en Internet, y mediciones de caudal de condensado, para garantizar que las mediciones sean confiables para propósitos de validación de teorías termodinámicas y de transferencia de calor.

Inicialmente se identificaron las partes de la caldera y se tomaron datos del software donde se encontraron algunas de las variables que se necesitaron para la estimación del balance energético y la eficiencia del equipo. Para mayor información sobre la caldera, en el apéndice de este trabajo se muestra la placa del equipo, la cual contiene modelo, año, etc.

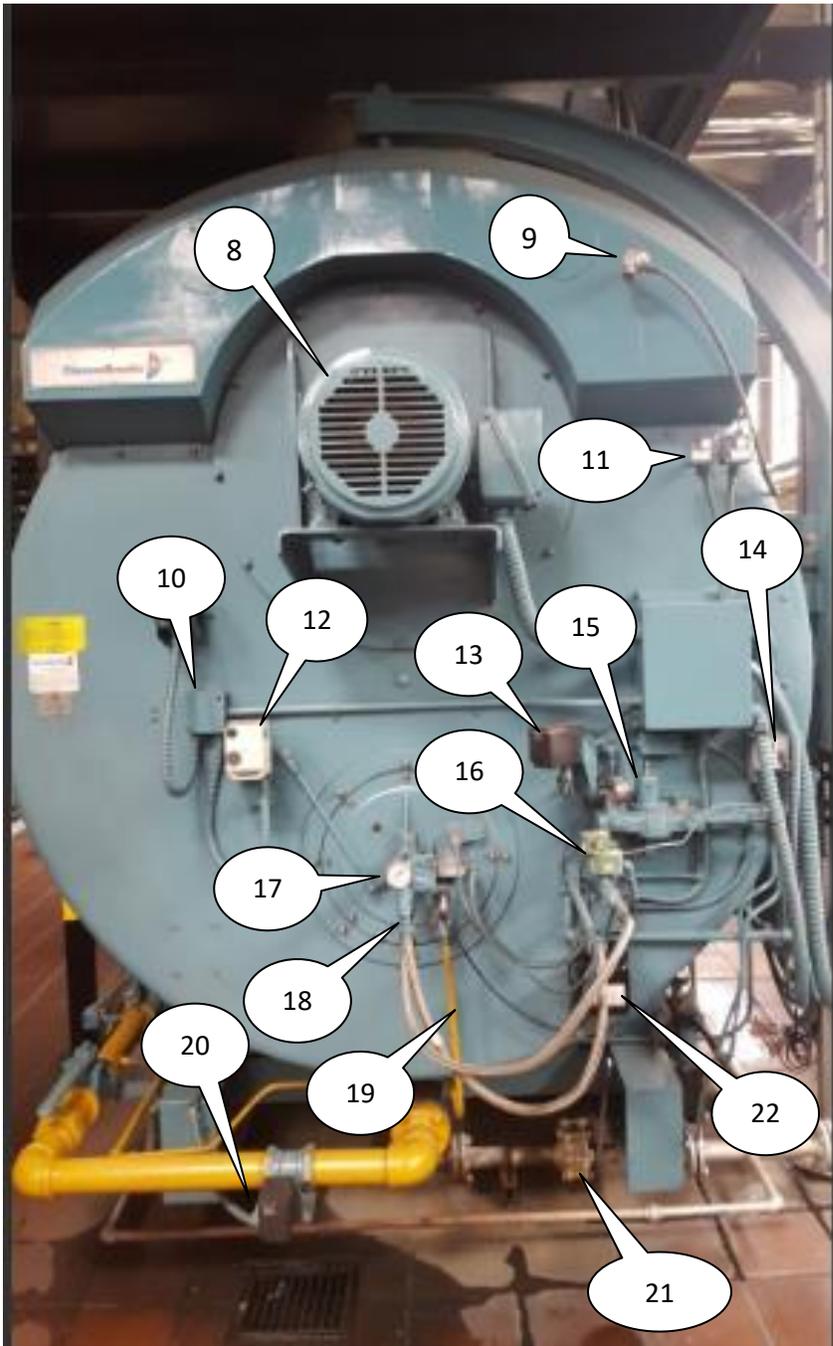
	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

#### 4.1. Identificación de componentes de la caldera



**Figura 16.** Vista lateral izquierda de la caldera

1. Manómetro de Gas
2. Válvula Reguladora
3. Manómetro de Gas
4. Sensores de Presión
5. Tubería
6. McDonnell
7. Válvula manual

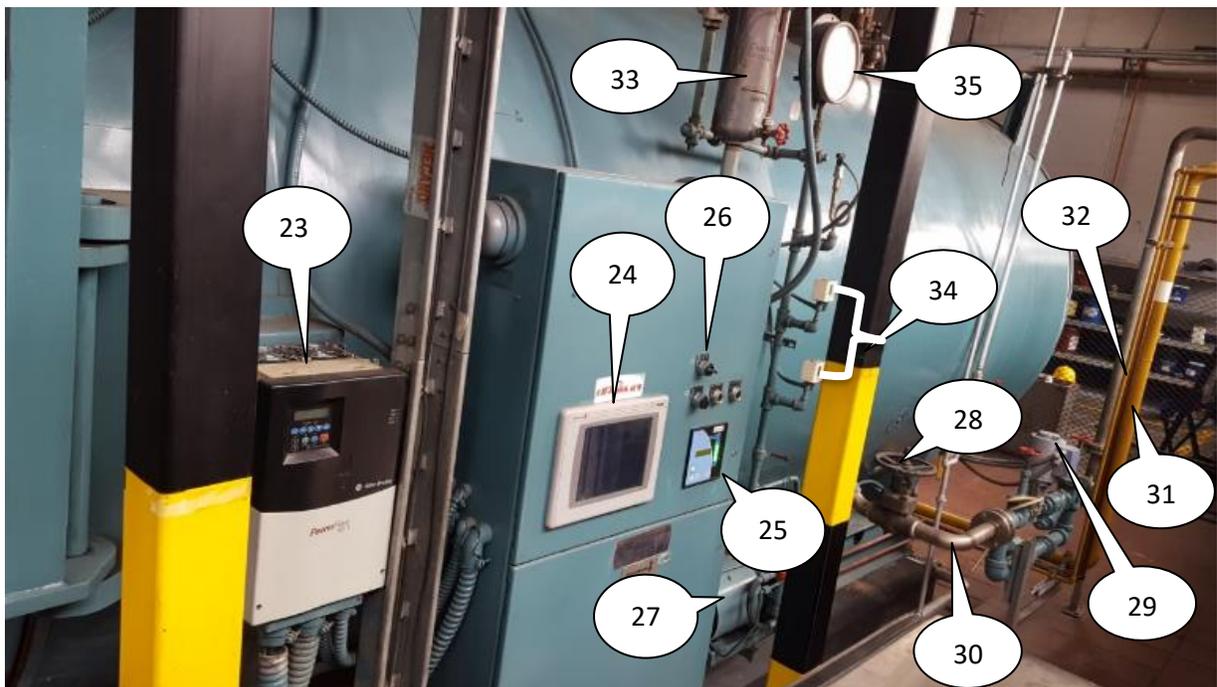


**Figura 17.** Vista frontal de la caldera

- |                         |                          |                       |
|-------------------------|--------------------------|-----------------------|
| 8. Motor de Ventilación | 9. Sensor de Temperatura | 10. Servo Motor       |
|                         |                          | 11. Sensor de Presión |

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- |                                 |                                |                                |
|---------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| 12. Servo Motor                 | 16. Válvula Solenoide          | 20. Servo Motor                |
| 13. Servo Motor                 | 17. Manómetro de Aceite        | 21. Válvula de Drenaje de Agua |
| 14. Sensor de Presión de Aceite | 18. Flecha de Aceite           | 22. Transformador de Ignición  |
| 15. Válvula Reguladora          | 19. Tubería de Ignición de Gas |                                |

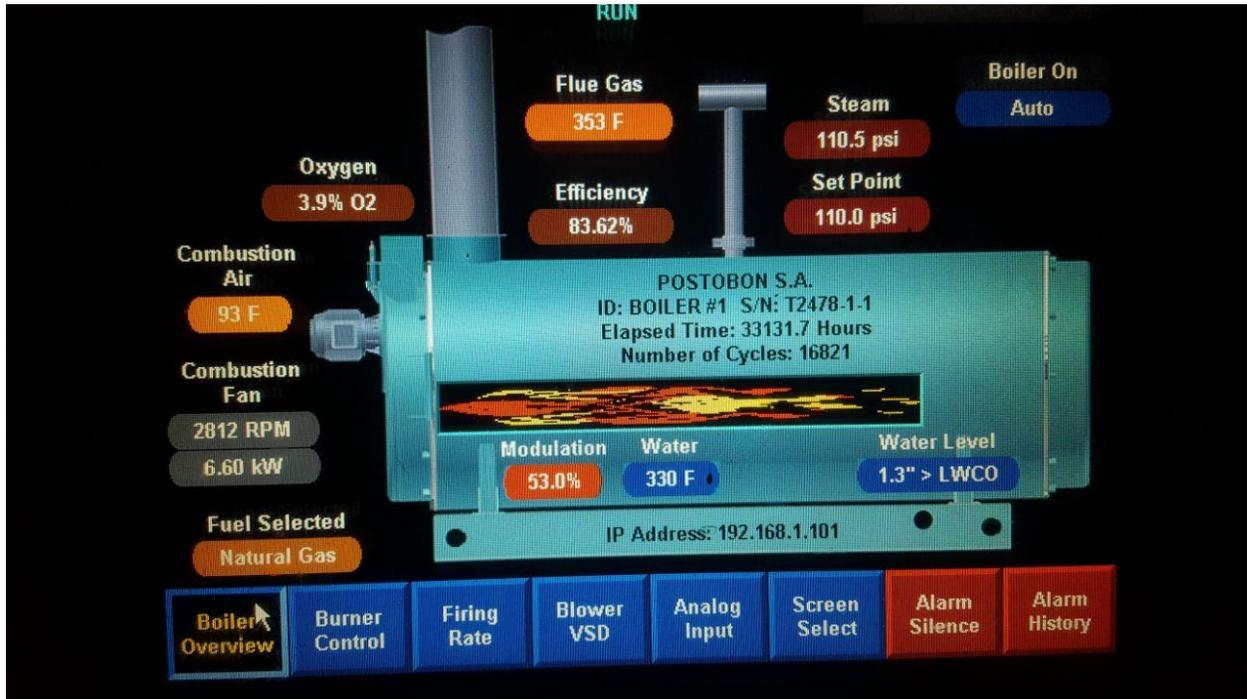


**Figura 18.** Vista lateral derecha de la caldera

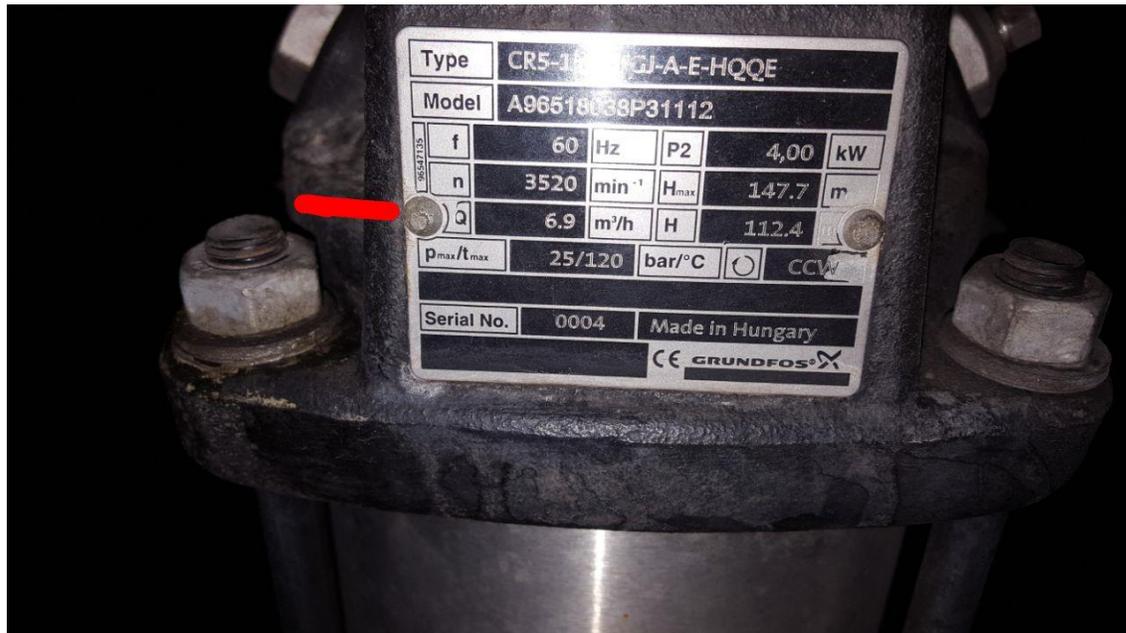
- |                      |                                 |                                   |
|----------------------|---------------------------------|-----------------------------------|
| 23. Variador         | 28. Válvula manual entrada agua | 32. Tubería Aceite                |
| 24. Panel de Control | 29. Válvula Automática de Agua  | 33. M Donnell                     |
| 25. Control de Nivel | 30. Tubería agua                | 34. Sensores de Presión           |
| 26. Selectores       | 31. Tubería gas                 | 35. Manómetro de presión de vapor |
| 27. Compresor        |                                 |                                   |

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

A continuación, se describen las principales medidas tomadas:



**Figura 19.** Display de control de los principales parámetros que mide el Software instalado en la planta de Postobón. (Fuente: Autores)



**Figura 20.** Placa de la bomba de agua a la entrada de la caldera modelo 4WI-200-400-150ST instalada en la planta de Postobón. (Fuente: Autores)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



**Figura 21.** Manómetro de la presión del agua a la entrada de la caldera. (Fuente: Autores)



**Figura 22.** Manómetro de la presión del gas que le entra constantemente a la caldera. (Fuente: Autores)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



**Figura 23.** Manómetro de la presión atmosférica en Medellín. (Fuente: Autores)



**Figura 24.** Medidor de agua de velocidad chorro múltiple roscado (Fuente: Autores)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



**Figura 25.** Medidor rotativo de gas natural (Fuente: Autores)

En el trabajo se desarrollaron cálculos y se definió la eficiencia térmica de la caldera mediante variables de densidad, velocidad, entalpía de vaporización, volumen, presión, poder calorífico, eficiencia de combustión, calor específico y temperatura.

Se consideró adicionalmente una metodología orientada al mejoramiento de la eficiencia térmica de la caldera, es decir que la presente propuesta ofrece como resultado mejoras a la red actual con el fin de aumentar la eficiencia térmica y estimar el potencial económico y la mejora en los gases contaminantes.

Una vez propuestas las mejoras de la eficiencia térmica, serán los ingenieros de la planta de Postobón de guayabal los que averigüen los costos de cada una de las partes y componentes y generar así un precio global que incluya no sólo los materiales sino los precios de implementación y las horas/hombre que se han de utilizar en los preparativos de diseño, y así definir la construcción o no de las mejoras.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 5.1 Eficiencia térmica

De la sección 3, numeral 3-1.2, que describe los tipos de eficiencia, de la norma ASME-PTC-4, se define la siguiente ecuación:

$$\text{Eficiencia térmica} = \frac{\text{Salida}}{\text{Entrada}} \times 100$$

La salida corresponde a la energía necesaria para evaporar el agua en la caldera. Se calcula a partir de los datos de volumen de agua evaporada y tiempo:

$$\text{Salida} = \rho_{\text{agua}} \times \frac{\Delta \text{Volumen}}{\Delta \text{Tiempo}} \times (h_{fg})$$

Donde  $\rho_{\text{agua}} = 990.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  (dato tomado de tabla de agua saturada para una temperatura de entrada de 45°C).

Propiedades del agua saturada

Temp., $T$ °C	Presión de saturación, $P_{\text{sat}}$ , kPa	Densidad, $\rho$ kg/m <sup>3</sup>		Entalpía de vaporización, $h_{fg}$ , kJ/kg	Calor específico, $c_p$ , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, $\mu$ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, $\beta$ 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor			

45      9.593      990.1      0.0655      2 395      4 180      1 892      0.637      0.0200       $0.596 \times 10^{-3}$        $1.046 \times 10^{-5}$       3.91      1.00       $0.415 \times 10^{-3}$

**Figura 26.** Propiedades del agua saturada (Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar, 2011)

Del consumo en m<sup>3</sup> de agua de la caldera, entre el 4 y el 30 de septiembre de 2017, tomado con un medidor de agua de velocidad de chorro múltiple (Figura 24) se saca un promedio:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\frac{\Delta \text{Volumen}}{\Delta \text{Tiempo}} = 17 \frac{\text{m}^3 \text{ agua}}{\text{día}} \times \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 1.97 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

FECHAS	Entrada agua m <sup>3</sup>	Entrada gas m <sup>3</sup>	Consumo gas m <sup>3</sup>	Consumo agua m <sup>3</sup>
04/09/2017	8	10903767	6449	10
05/09/2017	18	10910216	1993	5
06/09/2017	23	10912209	2565	9
07/09/2017	32	10914774	1400	3
08/09/2017	35	10916174	1707	0
09/09/2017	35	10917881	2069	4
10/09/2017	39	10919950	3615	15
11/09/2017	54	10923565	3053	9
12/09/2017	63	10926618	3219	32
13/09/2017	95	10929837	2819	8
14/09/2017	103	10932656	2056	18
15/09/2017	121	10934712	1100	29
16/09/2017	150	10935812	3042	0
17/09/2017	150	10938854	4107	61
18/09/2017	211	10942961	3310	59
19/09/2017	270	10946271	3090	38
20/09/2017	308	10949361	2900	1
21/09/2017	309	10952261	3153	17
22/09/2017	326	10955414	1340	19
23/09/2017	345	10956754	3610	17
24/09/2017	362	10960364	3645	4
25/09/2017	366	10964009	3535	6
26/09/2017	372	10967544	3075	20
27/09/2017	392	10970619	3027	25
28/09/2017	417	10973646	2200	21
29/09/2017	438	10975846	240	12
30/09/2017	450	10976086		
<b>Promedio</b>			<b>2781,5</b>	<b>17</b>

**Tabla 1.** Consumo de agua m<sup>3</sup> y gas m<sup>3</sup> de la caldera de Postobón S.A. Sede Guayabal (Fuente: autores)

De la lectura del manómetro de presión de agua a la entrada de la caldera (Figura 21), se saca el valor de la presión manométrica:

$$\text{Presión manométrica} = 120 \text{ psi} = 827.371 \text{ kPa}$$

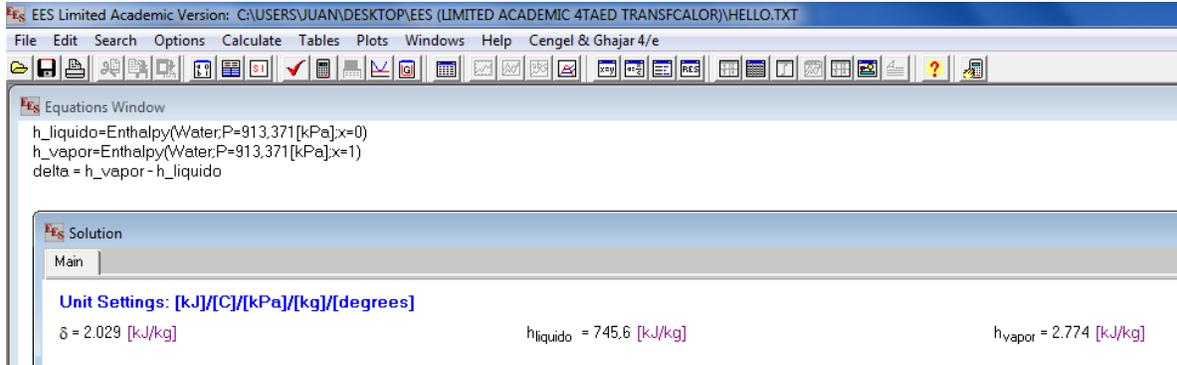
 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

*Presión atmosférica Medellín = 86 kPa*

*Presión total = 827.371 kPa + 86 kPa = 913.371 kPa*

La entalpía de vaporización se define como:  $h_{fg} = h_{vapor\ saturado} - h_{liquido\ saturado}$

Donde:  $h_{fg} = 2029 \frac{kJ}{kg}$  (dato calculado con EES)



**Figura 27. Resultado  $h_{fg}$  calculado con EES (Fuente: Autores).**

Reemplazando los datos obtenidos anteriormente:

$$Salida = \rho_{agua} \times \frac{\Delta Volumen}{\Delta Tiempo} \times (h_{fg})$$

$$Salida = 990.1 \frac{kg}{m^3} \times 1.97 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} \times 2029 \frac{kJ}{kg}$$

$$\mathbf{Salida = 395.76 kW}$$

La energía producida o energía de salida del sistema, es siempre menor que la energía suministrada o energía de entrada al sistema. La energía de entrada de la caldera se estima a partir de la energía liberada por el combustible:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$Entrada = \rho_{gas\ natural} \times \frac{\Delta Volumen_{gas\ natural}}{\Delta Tiempo} \times Poder\ Calorífico \times Eficiencia_{Combustion}$$

De la ecuación de estado de gas ideal:  $Pv = RT$ ;  $v = \frac{1}{\rho}$ ; Entonces:  $P \frac{1}{\rho} = RT$ .

Despejando la densidad:

$$\rho = \frac{1}{RT} P$$

De la lectura del manómetro de presión del gas que entra constantemente a la caldera (Figura 22), se obtiene el valor de la presión manométrica:

$$Presión\ manométrica = 20\ mbar = 2\ kPa$$

$$Presión\ atmosférica\ Medellín = 86\ kPa$$

$$Presión\ total = 2\ kPa + 86\ kPa = 88\ kPa$$

La R es la constante del gas, la cual se puede obtener del libro de termodinámica de Cengel, si se asume que el gas natural es 100% metano:

$$R = 0.5182 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico				Propiedades del punto crítico		
Sustancia	Fórmula	Masa molar, $M$ kg/kmol	Constante de gas, $R$ kJ/kg · K*	Temperatura, K	Presión, MPa	Volumen, m <sup>3</sup> /kmol
Metano	CH <sub>4</sub>	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993

**Figura 28.** Propiedades del metano (gas ideal) (Yunus A. Cengel, Michael A. Boles)

La temperatura de entrada del gas es:  $T = 25^{\circ}C = 298.15\ K$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Reemplazando en la ecuación de densidad:

$$\rho = \frac{1}{0.5182 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 298.15 K} * 88 kPa$$

$$\rho = 0.57 \frac{kg}{m^3}$$

Del consumo en m<sup>3</sup> del gas de la caldera, entre el 4 y el 30 de septiembre de 2017, tomado con un medidor rotativo de gas natural (Figura 25) se saca un promedio:

$$\frac{\Delta Volumen_{gas\ natural}}{\Delta Tiempo} = 2781.5 \frac{m^3\ gas}{día} \times \frac{1\ día}{24\ h} \times \frac{1\ h}{3600\ s} \times = 0.0321875 \frac{m^3}{s}$$

De la siguiente tabla, se escoge el valor del poder calorífico inferior para Metano, ya que es la cantidad de energía liberada durante la combustión y el agua en los productos de combustión se encuentra como vapor. El poder calorífico superior se define como la cantidad de energía liberada durante la combustión de un combustible y el agua en los productos de combustión se encuentra en fase líquida. La diferencia entre el poder calorífico superior e inferior es el calor latente de vaporización del agua.

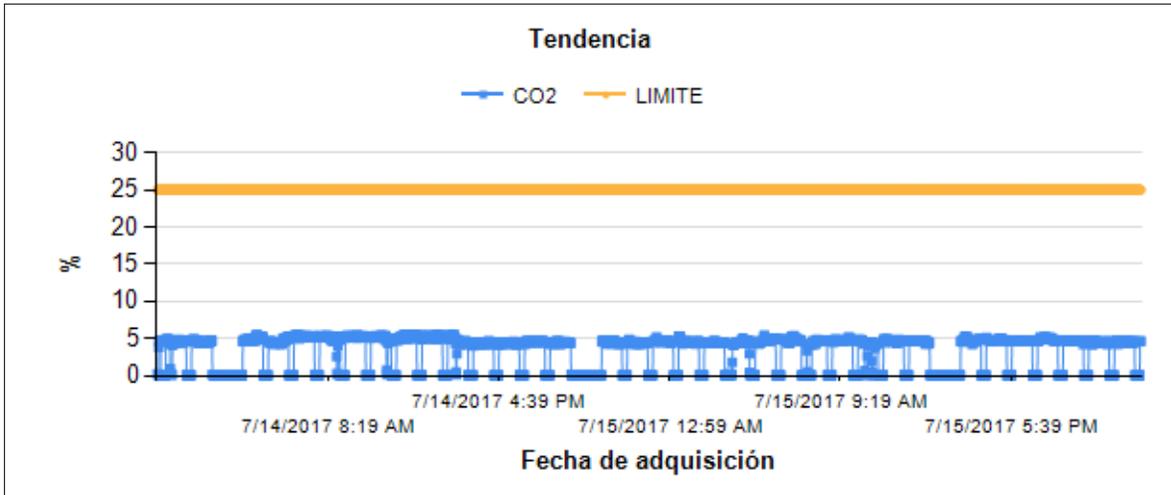
Componente	Formula	$m_a \left( \frac{Kg_{aire}}{Kg_{gas}} \right)$	$m_f \left( \frac{Kg_{humus-hum.}}{Kg_{gas}} \right)$	$m_f \left( \frac{Kg_{humus-sec.}}{Kg_{gas}} \right)$	$PCI_{masico} \left( \frac{Kwh}{Kg} \right)$	$PCS_{masico} \left( \frac{Kwh}{Kg} \right)$
<b>Metano</b>	CH <sub>4</sub>	17.19095	18.16	15.9142	<b>13.8917</b>	15.4157

**Figura 29.** Estimación de las propiedades de combustión de combustibles gaseosos (Andrés A. Amell Arrieta, 2002)

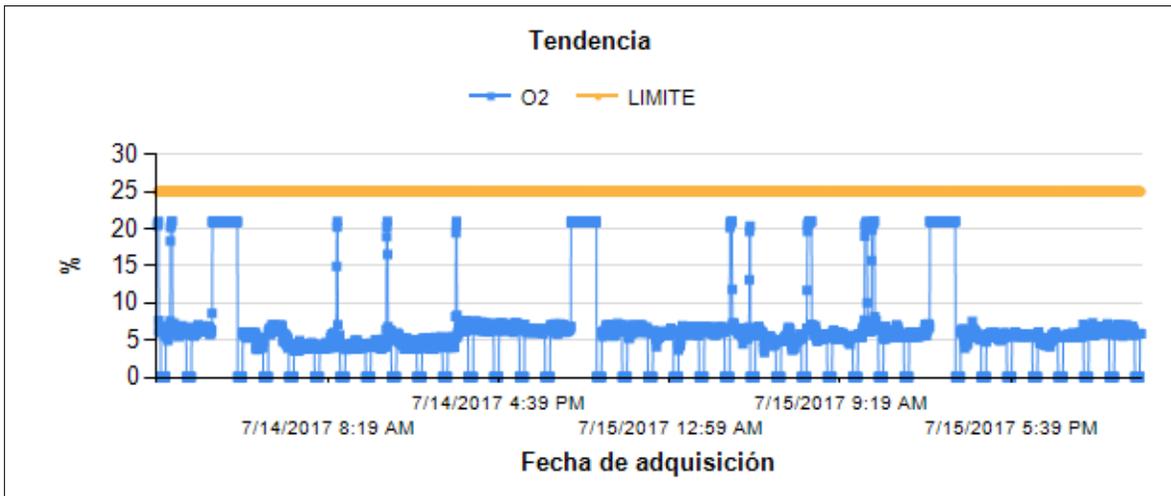
$$poder\ calorífico = 13.8917 \frac{kWh}{kg}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$poder\ calorífico = 13.8917 \frac{kWh}{kg} * \frac{3600\ kJ}{1\ kWh} = 50010.12 \frac{kJ}{kg}$$

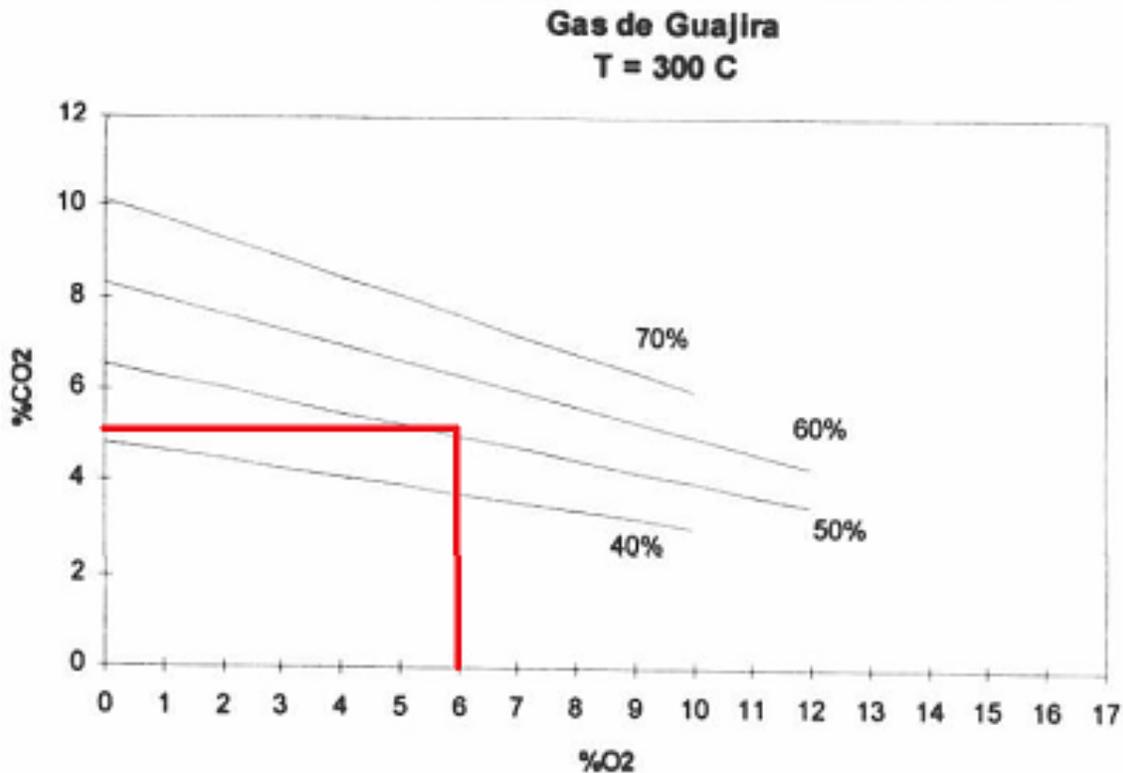


**Figura 30.** Porcentaje en base seca de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) en los gases de la chimenea, extraído del software instalado en la planta de Postobón. (Fuente: autores)



**Figura 31.** Porcentaje en base seca de oxígeno (O<sub>2</sub>) en los gases de la chimenea, extraído del software instalado en la planta de Postobón. (Fuente: autores)

Teniendo en cuenta el porcentaje promedio de CO<sub>2</sub> (5%), y el del O<sub>2</sub> (6%), se tabula la siguiente tabla para averiguar el porcentaje de eficiencia de combustión. Esta eficiencia tiene en cuenta pérdidas por calor sensible en la chimenea (Sección 5.2), perdidas de calor por vaporización del agua y pérdidas de calor por combustión incompleta.



**Figura 32.** Diagrama de eficiencia de combustión (Andrés A. Amell, Edison Gil, Rubén Dario Maya B)

De acuerdo al diagrama de combustión se tiene que la eficiencia de combustión es aproximadamente:

$$\text{Eficiencia combustión} = 0.51 = 51 \%$$

Con estos datos se procede a calcular la potencia térmica de entrada a la caldera:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$Entrada = 0.57 \frac{kg}{m^3} \times 0.0321875 \frac{m^3}{s} \times 50010.12 \frac{kJ}{kg} \times 0.51$$

$$Entrada = 467.94 kW$$

La eficiencia térmica del sistema es entonces:

$$Eficiencia\ térmica = \frac{395.76\ kW}{467.94\ kW} \times 100 = 84.57\ %$$

Esta eficiencia térmica tiene en cuenta pérdidas por las paredes de la caldera, perdidas por incrustaciones en los tubos y pérdidas por fugas o infiltraciones. Siendo más estrictos, la eficiencia de la norma de la ASME se calcularía como:

$$Eficiencia\ térmica_{ASME} = \frac{395.76\ kW}{0.57 \frac{kg}{m^3} \times 0.0321875 \frac{m^3}{s} \times 50010.12 \frac{kJ}{kg}} \times 100 = 43.1\ %$$

De acuerdo a la norma, esta eficiencia térmica tiene en cuenta toda clase de pérdidas de calor, incluyendo pérdidas por las paredes de la caldera, pérdidas por incrustaciones en los tubos, pérdidas por fugas o infiltraciones, pérdidas por calor sensible en la chimenea (Sección 5.2), pérdidas de calor por vaporización del agua y pérdidas de calor por combustión incompleta entre otras.

## 5.2 Pérdidas por la chimenea

El calor que se pierde por la chimenea, debido a la entalpía de los gases calientes de combustión, se puede estimar por primera ley de la termodinámica:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\dot{Q} = \dot{m} * C_p * (T_{Salida} - T_{ambiente})$$

$$\dot{m} = \rho * V * A$$

De la lectura del display de control de los principales parámetros que mide el software instalado en la planta de Postobón (Figura 19), se saca el valor de la temperatura de los gases de la chimenea:

$$Temperatura\ gases\ calientes = 353\ ^\circ F = 178.333\ ^\circ C = 451.483\ K$$

La densidad de los gases de combustión se puede calcular nuevamente a partir de la ecuación de gas ideal, aproximando los gases de combustión al aire para obtener el R del gas:

$$\rho = 86kPa * \frac{1}{0.2870 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 451.483\ K} = 0.664 \frac{kg}{m^3}$$

Masa molar, constante de gas y calores específicos de ciertas sustancias

Sustancia	Masa molar M, kg/kmol	Constante de gas R, kJ/kg · K*	Calores específicos a 25°C		
			c <sub>p</sub> , kJ/kg · K	c <sub>v</sub> , kJ/kg · K	k = c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub>
Aire	28.97	0.2870	1.005	0.7180	1.400

**Figura 33.** Propiedades del aire (gas ideal) (Yunus A. Cengel, Michael A. Boles)

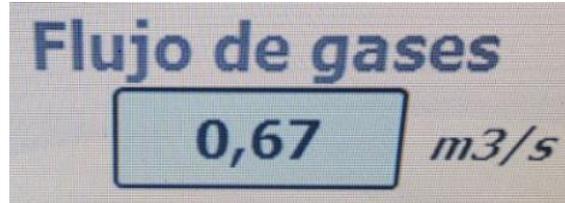
$$Diámetro\ de\ la\ chimenea = 61\ cms * \frac{1\ m}{100\ cms} = 0.61\ m$$

$$Área = \pi * \frac{D^2}{4} = \pi * \frac{0.61\ m^2}{4} = 0.29\ m^2$$

Por otra parte, se tiene que: *Caudal* = *velocidad* \* *Área*

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En este caso el caudal de gases de combustión lo entrega el panel de control de la caldera, tal como se muestra a continuación:



**Figura 34.** Caudal gases a la salida de la chimenea

$$velocidad = \frac{Caudal}{Área} = \frac{0.67 \frac{m^3}{s}}{0.29 m^2} = 2.31 \frac{m}{s}$$

$$\dot{m} = 0.664 \frac{kg}{m^3} * 2.31 \frac{m}{s} * 0.29 m^2 = 0.444 \frac{kg}{s}$$

El calor específico a presión constante también se obtiene a partir de tabla de libro de termodinámica, nuevamente aproximando los gases de combustión como aire:

$$C_p = 1019 \frac{J}{kg * K}$$

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ C$	Densidad, $\rho, kg/m^3$	Calor específico, $c_p, J/kg \cdot K$	Conductividad térmica, $k, W/m \cdot K$	Difusividad térmica, $\alpha, m^2/s^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, kg/m \cdot s$	Viscosidad cinemática, $\nu, m^2/s$	Número de Prandtl, Pr
180	0.7788	1019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992

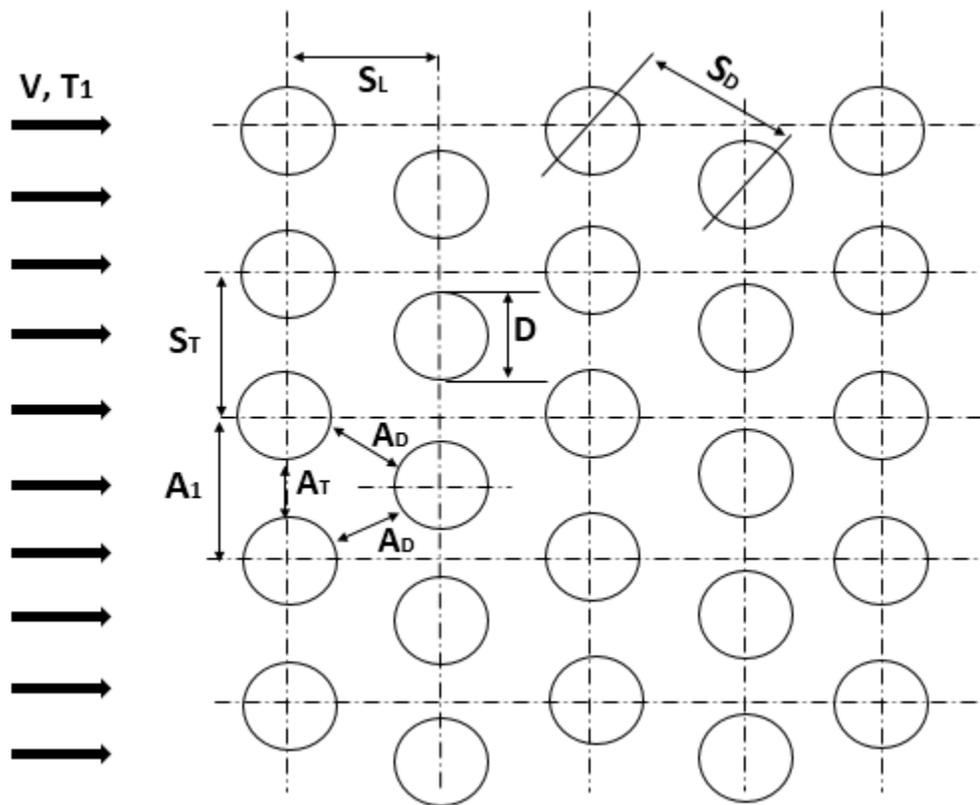
**Figura 35.** Propiedades del aire (Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar, 2011)

$$\dot{Q} = 0.444 \frac{kg}{s} * 1019 \frac{J}{kg * K} * (451.483 - 298.15) K$$

$$\dot{Q} = 69469.6 \frac{J}{s} = 69.4696 kW$$

### 5.3 Banco de tubos escalonados para precalentamiento de agua

Una de las propuestas de ahorro energético de este trabajo es utilizar los gases de combustión para precalentar el agua de alimentación de la caldera en un banco de tubos (intercambiador tipo recuperador de calor). Los gases de combustión se hacen pasar por dentro de los tubos y el agua por fuera de los mismos.



**Figura 36.** Configuración banco de tubos para precalentamiento de agua (Fuente: Autores)

En este banco de tubos se van a asumir las siguientes dimensiones y datos:

$$D = 0.0254 \text{ m (tubos de 1 pulgada de diámetro)}$$

$$L = 1 \text{ m (tubos de 1 m de largo)}$$

$$N_L = 5 \text{ (número de tubos en sentido de flujo)}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$N_T = 5 \text{ (número de tubos transversales al sentido de flujo)}$$

$$N = N_T * N_L = 25 \text{ (número de tubos en total, arreglo escalonado)}$$

$$S_T = 0.1 \text{ m (separación transversal entre centros de los tubos)}$$

$$S_L = 0.1 \text{ m (separación longitudinal entre centros de los tubos)}$$

$$T_S = 130 \text{ °C (temperatura superficial promedio de los tubos)}$$

$$T_i = 45 \text{ °C (temperatura de entrada del agua al intercambiador de calor)}$$

El área superficial del banco de tubos se calcula con la siguiente expresión:

$$A_S = N * \pi * D * L = 25 * \pi * 0.0254 \text{ m} * 1 \text{ m} = 1.9949 \text{ m}^2$$

La separación diagonal entre tubos es:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} = \sqrt{0.1 \text{ m}^2 + \left(\frac{0.1 \text{ m}}{2}\right)^2} = 0.1118 \text{ m}$$

La velocidad promedio de entrada del agua al banco de tubos es:

$$V = 0.00208487 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Este dato se obtuvo por tanteo a partir del caudal de agua que pasaría por el intercambiador (Este cálculo se explica más adelante).

Las propiedades de densidad, conductividad térmica, calor específico, viscosidad cinemática, número de Prandtl, y  $Pr_s$  (Prandtl tomado a temperatura superficial) para el agua son tomados del libro de Cengel: “transferencia de calor”, por interpolación lineal de la tabla A9.

$$\rho = 990.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$k = 0.6010 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$C_p = 4181.329 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$$

$$\nu = 9.6699 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

$$Pr = 6.718$$

$$Pr_s = 3.081$$

A continuación, se calcula el número de Reynolds, a partir de la velocidad máxima del sistema:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V = \frac{0.1 \text{ m}}{2(0.1118 \text{ m} - 0.0254 \text{ m})} 0.00208487 \frac{m}{s} = 0.001206474 \frac{m}{s}$$

$$Re_D = \frac{V_{max} D}{\nu} = \frac{0.001206474 \frac{m}{s} * 0.0254 \text{ m}}{9.6699 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 31.69$$

La ecuación del Nusselt en general es una ecuación de la forma  $Nu^* = C Re^n Pr^m$ . La siguiente tabla tomada del libro de transferencia de calor de Cengel, 4ta edición presenta la correlación utilizada en este cálculo:

Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para  $N_L > 16$  y  $0.7 < Pr < 500$  (tomado de Zukauskas, 1987)\*

Configuración	Rango de $Re_D$	Correlación
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000-2 × 10 <sup>5</sup>	$Nu_D = 0.35(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2 × 10 <sup>5</sup> -2 × 10 <sup>6</sup>	$Nu_D = 0.031(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

\*Todas las propiedades, excepto  $Pr_s$ , se deben evaluar a la media aritmética de las temperaturas de admisión y de salida del fluido ( $Pr_s$  se debe evaluar a  $T_s$ ).

**Figura 37.** Correlación utilizada en cálculos del número de Nusselt para el diseño del banco de tubos en precalentamiento de agua

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$N_{UD} = 1.04 * Re_D^{0.4} * Pr^{0.36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$$

$$N_{UD} = 1.04 * 31.69^{0.4} * 6.718^{0.36} * \left(\frac{6.718}{3.081}\right)^{0.25} = 10.00$$

El anterior número de Nusselt debe corregirse para tener en cuenta que el banco de tubos tiene menos de 16 tubos en dirección del flujo. Para ello se utiliza un factor de corrección que se obtiene de la siguiente figura:

Factor de corrección  $F$  que debe usarse en  $Nu_D, N_{L < 16} = F Nu_D$  para  $N_L > 16$  y  $Re_D > 1\ 000$  (tomado de Zukauskas, 1987)

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

**Figura 38.** Factor de corrección del número de Nusselt para el diseño del banco de tubos en precalentamiento de agua

$$N_{UD\ correjido} = F * N_{UD} * = 0.93 * 10.00 = 9.3$$

A continuación, se calcula el coeficiente convectivo del banco de tubos:

$$h = \frac{N_{UD\ correjido} k}{D} = \frac{9.3 * 0.6010 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.0254 m} = 219.61 \frac{W}{m^2\ ^{\circ}C}$$

El flujo másico de agua de alimentación de caldera a calentar en este banco de tubos es:

$$\dot{m} = \text{Caudal} * \% \text{ de utilización} * \rho_{\text{agua a } 45\ ^{\circ}C}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El caudal que entrega la bomba a plena potencia es 6,9 m<sup>3</sup>/h (dato de placa, ver figura 20). La bomba realmente no trabaja el 100% del tiempo, ya que se activa automáticamente cuando hay nivel bajo en la caldera. Experimentalmente se ha encontrado que, en momentos de alta demanda de vapor en la planta, la bomba trabaja un 55% del tiempo (33 minutos por cada hora). Debido a esto:

$$Caudal = 6.9 \frac{m^3}{h} * \frac{1 h}{3600 s} = 1.91 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m} = 1.91 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} * 0.55 * 990.1 \frac{kg}{m^3} = 1.04 \frac{kg}{s}$$

La temperatura de salida del agua en el intercambiador se estima con la siguiente expresión:

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h}{\dot{m} c_p}\right)$$

$$T_e = 130 \text{ }^\circ\text{C} - (130 \text{ }^\circ\text{C} - 45 \text{ }^\circ\text{C}) \exp\left(\frac{-1.9949 \frac{m^2}{s} * 219.61 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}}{1.04 \frac{kg}{s} * 4181.329 \frac{J}{kg \cdot ^\circ\text{C}}}\right) = 53.146 \text{ }^\circ\text{C}$$

La tasa de transferencia de calor, de los gases de combustión al agua se calcula por primera ley de la termodinámica:

$$\dot{Q}_{banco \text{ de tubos}} = \dot{m} * C_p * (T_e - T_i)$$

$$\dot{Q}_{banco \text{ de tubos}} = 1.04 \frac{kg}{s} * 4181.329 \frac{J}{kg \cdot ^\circ\text{C}} * (53.146 \text{ }^\circ\text{C} - 45 \text{ }^\circ\text{C}) = 35424.6 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{banco \text{ de tubos para precalentamiento de agua}} = 35.4246 \text{ kW}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 5.3.1 Ahorro estimado para banco de tubos para precalentamiento de agua

El caudal de gas natural que se ahorra por el uso del banco de tubos se puede despejar de la siguiente expresión (entrada de energía para eficiencia térmica):

$$Entrada = \rho_{gas\ natural} \times Caudal \times Poder\ Calorífico \times EficienciaCombustion$$

$$35.4246\ kW = 0.57\ \frac{kg}{m^3} \times Caudal \times 50010.12\ \frac{kJ}{kg} \times 0.51$$

$$Caudal = \frac{35.4246\ kW}{0.57\ \frac{kg}{m^3} * 50010.12\ \frac{kJ}{kg} \times 0.51}$$

$$Caudal = 2.437 \times 10^{-3}\ \frac{m^3}{s}$$

$$2.437 \times 10^{-3}\ \frac{m^3}{s} * \frac{3600\ s}{1\ h} * \frac{24\ h}{1\ día} * \frac{30\ días}{1\ mes} = 6315.93\ \frac{m^3}{mes}$$

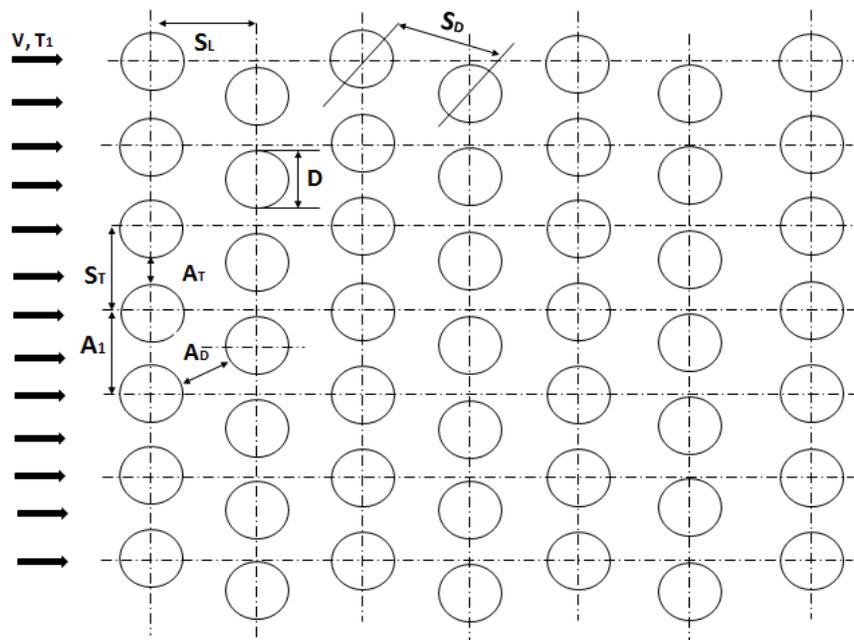
$$Tarifa\ del\ Gas\ Natural = 957.79\ \frac{\$}{m^3}$$

$$Ahorro = Caudal * Tarifa\ del\ Gas\ Natural$$

$$Ahorro = 6315.93\ \frac{m^3}{mes} * 957.79\ \frac{\$}{m^3} = 6,049,330\ \frac{\$}{mes}$$

#### 5.4. Banco de tubos escalonados para precalentamiento de aire

La segunda propuesta de ahorro energético de este trabajo es utilizar los gases de combustión para precalentar el aire del quemador de la caldera, en un banco de tubos (intercambiador tipo recuperador de calor). Los gases de combustión se hacen pasar por dentro de los tubos y el aire limpio por fuera de los mismos.



**Figura 39.** Configuración banco de tubos para precalentamiento de aire (Fuente: Autores)

En este banco de tubos se van a asumir las siguientes dimensiones y datos:

$$D = 0.0381 \text{ m (tubos de 1 pulgada de diámetro)}$$

$$L = 1.2 \text{ m (tubos de 1,2 m de largo)}$$

$$N_L = 7 \text{ (número de tubos en sentido de flujo)}$$

$$N_T = 7 \text{ (número de tubos transversales al sentido de flujo)}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$N = N_T * N_L = 49 \text{ (número de tubos en total, arreglo escalonado)}$$

$$S_T = 0.05 \text{ m (separación transversal entre centros de los tubos)}$$

$$S_L = 0.04 \text{ m (separación longitudinal entre centros de los tubos)}$$

$$T_S = 130 \text{ °C (temperatura superficial promedio de los tubos)}$$

$$T_i = 25 \text{ °C (temperatura de entrada del aire limpio al intercambiador de calor)}$$

El área superficial del banco de tubos se calcula con la siguiente expresión:

$$A_S = N * \pi * D * L$$

$$A_S = 49 * \pi * 0.0381 \text{ m} * 1.2 \text{ m} = 7.0380 \text{ m}^2$$

La separación diagonal entre tubos es:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} = \sqrt{0.04 \text{ m}^2 + \left(\frac{0.05 \text{ m}}{2}\right)^2} = 0.0472 \text{ m}$$

La velocidad promedio de entrada del agua al banco de tubos es:

$$V = 0.83184155 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Este dato se obtuvo por tanteo a partir del flujo másico de aire de combustión que pasaría por el intercambiador (dicho cálculo se explica más adelante).

Las propiedades de conductividad térmica, calor específico, viscosidad cinemática, número de Prandtl, y  $Pr_s$  (Prandtl tomado a temperatura superficial) para el aire limpio de combustión son tomados del libro de Cengel: "transferencia de calor", por interpolación lineal de la tabla A15:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$k = 0.0253 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$C_p = 1007 \frac{J}{kg^{\circ}C}$$

$$\nu = 1.53144 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$Pr = 0.73046$$

$$Pr_s = 0.7111$$

A continuación, se calcula el número de Reynolds, a partir de la velocidad máxima del sistema:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V = \frac{0.05 \text{ m}}{2(0.0472 \text{ m} - 0.0381 \text{ m})} 0.83184155 \frac{m}{s} = 2.292861636 \frac{m}{s}$$

$$Re_D = \frac{V_{max} D}{\nu} = \frac{2.292861636 \frac{m}{s} * 0.0381 \text{ m}}{1.53144 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 5704.30$$

La ecuación del Nusselt en general es una ecuación de la forma  $Nu^* = C Re^n Pr^m$ . La siguiente tabla tomada del libro de transferencia de calor de Cengel, 4ta edición presenta la correlación utilizada en estos cálculos:

Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para  $N_L > 16$  y  $0.7 < Pr < 500$  (tomado de Zukauskas, 1987)\*

Configuración	Rango de $Re_D$	Correlación
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000-2 × 10 <sup>5</sup>	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2 × 10 <sup>5</sup> -2 × 10 <sup>6</sup>	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

\*Todas las propiedades, excepto  $Pr_s$ , se deben evaluar a la media aritmética de las temperaturas de admisión y de salida del fluido ( $Pr_s$  se debe evaluar a  $T_s$ ).

**Figura 40.** Correlación utilizada en cálculos del número de Nusselt para el diseño del banco de tubos en precalentamiento de aire

$$Nu_D = 0.35 * \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.2} * Re_D^{0.6} * Pr^{0.36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$$

$$Nu_D = 0.35 * \left(\frac{0.05}{0.04}\right)^{0.2} * 5704.30^{0.6} * 0.73046^{0.36} * \left(\frac{0.73046}{0.71111}\right)^{0.25} = 59.02$$

El anterior número de Nusselt debe corregirse para tener en cuenta que el banco de tubos tiene menos de 16 tubos en dirección del flujo. Para ello se utiliza un factor de corrección que se obtiene de la siguiente figura:

Factor de corrección  $F$  que debe usarse en  $Nu_D, N_L < 16 = F Nu_D$  para  $N_L > 16$  y  $Re_D > 1 000$  (tomado de Zukauskas, 1987)

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

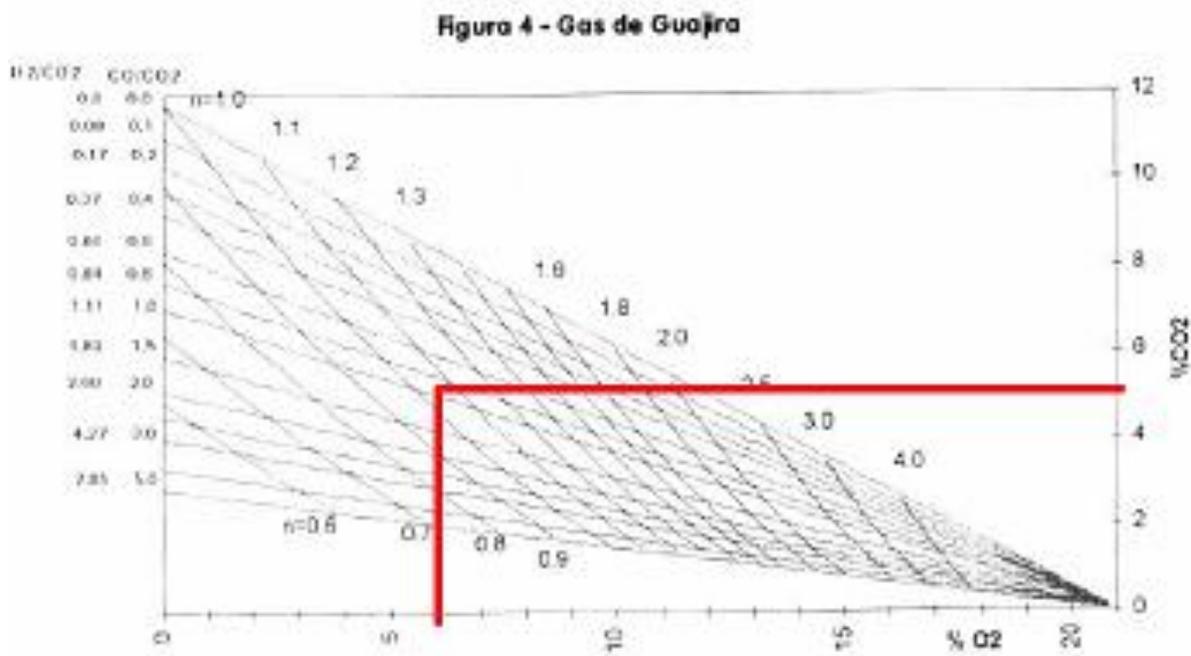
**Figura 41.** Factor de corrección del número de Nusselt para el diseño del banco de tubos en precalentamiento de aire

$$Nu_{D \text{ corregido}} = F * Nu_D = 0.96 * 59.02 = 56.65$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$h = \frac{N_{UD \text{ corregido}} k}{D} = \frac{56.65 * 0.0253 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.0381 m} = 37.64 \frac{W}{m^2 \circ C}$$

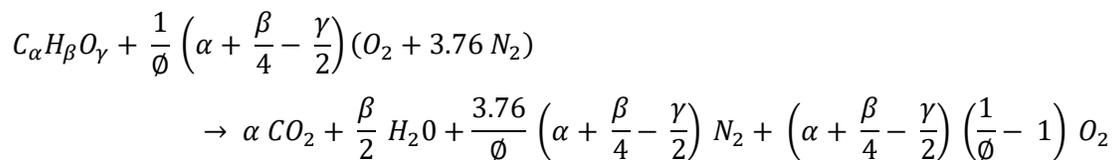
Teniendo en cuenta el porcentaje promedio de CO<sub>2</sub> (5%), y el del O<sub>2</sub> (6%) en los gases de combustión, se utiliza la siguiente tabla para averiguar el factor de aireación (n) de la combustión:



**Figura 42.** Factor de aire (Andrés A. Amell, Edison Gil B, Rubén Darío Maya B.).

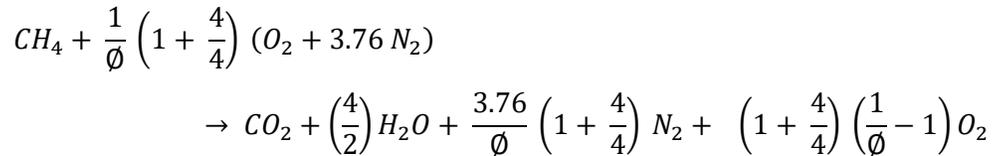
$$n = 1.05$$

Esto quiere decir que la combustión opera con un 5% de exceso de aire. El balance de la ecuación global para la combustión, asumiendo que los productos contienen exceso de aire es:



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

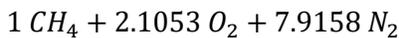
El gas natural utilizado puede aproximarse a metano puro (CH<sub>4</sub>), para el cual  $\alpha=1$ ,  $\beta=4$  y  $\gamma=0$ . De esta manera la reacción queda balanceada como se muestra a continuación:



El dosado de la combustión ( $\phi$ ) se puede obtener a partir del exceso de aire:

$$\phi = \frac{100}{\text{Exceso aire} + 100} = \frac{100}{5 + 100} = 0.95$$

De esta manera el lado derecho de la ecuación (reactivos) queda:



A partir de esta expresión se puede calcular las fracciones másicas del combustible y del aire. Ese dato se necesita para estimar el flujo másico de aire que entra a la combustión. Se empieza por calcular el número de moles totales ( $N_t$ ) de los reactivos:

$$N_t = 1 + 2.1053 + 7.9158 = 11.0211$$

A continuación, se calcula la fracción molar  $X$  de cada componente de los reactivos utilizando la siguiente expresión:

$$X_i = \frac{N_i}{N_t}$$

$$X_{CH_4} = \frac{1}{11.0211} = 0.09073$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$X_{O_2} = \frac{2.1053}{11.0211} = 0.19102$$

Las fracciones molares de los reactivos cumplen la siguiente propiedad:

$$\sum_{i=1}^k X_i = 1$$

Por tanto, se puede hacer un balance para hallar la fracción molar del nitrógeno:

$$X_{N_2} = 1 - (0.09073 + 0.19102) = 0.71825$$

A partir de la fracción molar se puede calcular la fracción másica de cada componente de los reactivos como se muestra a continuación (CHEMKIN, 2004):

$$Y_k = \frac{X_k W_K}{\sum_{j=1}^k X_j W_j}$$

Para utilizar la anterior expresión se debe conocer los pesos moleculares W, los cuales se pueden obtener fácilmente con ayuda de una tabla periódica. De esta manera:

$$Y_{CH_4} = \frac{0.09073 * 16}{0.09073 * 16 + 0.19102 * 32 + 0.71825 * 28} = 0.0524 \frac{kg_{CH_4}}{kg_{mezcla\ reactivos}}$$

Las fracciones másicas de una mezcla de especies puras también cumple la propiedad de balance:

$$\sum_{i=1}^k Y_i = 1$$

Por tanto, se puede despejar la fracción másica de aire:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$Y_{aire} = 1 - 0.0524 = 0.9476 \frac{kg_{aire}}{kg_{mezcla\ reactivos}}$$

Esta fracción másica es muy importante, porque indica que un 94,76% de la masa que está entrando en la mezcla gaseosa que reacciona en la caldera es aire. Esta masa total es conocida ya que, por conservación de la materia, debe ser la misma que sale por la chimenea. Este dato se estimó en la sección 5.2 y es  $0.444 \frac{kg}{s}$ . Por lo tanto la tasa a la cual entra masa de aire al sistema es:

$$\dot{m} = \dot{m}_{chimenea} * Y_{aire}$$

$$\dot{m} = 0.444 \frac{kg}{s} * 0.9476 \frac{kg_{aire}}{kg_{CH_4} + aire} = 0.4207 \frac{kg_{aire}}{s}$$

L

a temperatura de salida del aire limpio de combustión del banco de tubos se calcula como:

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h}{m \cdot c_p}\right)$$

$$T_e = 130 \text{ } ^\circ\text{C} - (130 \text{ } ^\circ\text{C} - 25 \text{ } ^\circ\text{C}) \exp\left(-\frac{7.0380 \frac{m^2}{s} * 37.64 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}}{0.4207 \frac{kg}{s} * 1007 \frac{J}{kg \cdot ^\circ\text{C}}}\right)$$

$$T_e = 73.82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{banco\ de\ tubos} = \dot{m} * C_p * (T_e - T_i)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\dot{Q}_{\text{banco de tubos}} = 0.4207 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} * (73,82 \text{ } ^\circ\text{C} - 25 \text{ } ^\circ\text{C}) = 20682,3 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{banco de tubos para precalentamiento de aire}} = 20.6823 \text{ kW}$$

#### 5.4.1 Ahorro estimado para banco de tubos para precalentamiento de aire

Siguiendo un procedimiento similar al de la sección 5.3.1:

$$\text{Entrada} = \rho_{\text{gas natural}} \times \text{Caudal} \times \text{Poder Calorífico} \times \text{Eficiencia Combustion}$$

$$20.6823 \text{ kW} = 0.57 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \text{Caudal} \times 50010.12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.51$$

$$\text{Caudal} = \frac{20.6823 \text{ kW}}{0.57 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 50010.12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.51}$$

$$\text{Caudal} = 1.4226 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$1.4226 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} * \frac{24 \text{ h}}{1 \text{ día}} * \frac{30 \text{ días}}{1 \text{ mes}} = 3687.5 \frac{\text{m}^3}{\text{mes}}$$

$$\text{Tarifa del Gas Natural} = 957.79 \frac{\$}{\text{m}^3}$$

$$\text{Ahorro} = \text{Caudal} * \text{Tarifa del Gas Natural}$$

$$\text{Ahorro} = 3687.5 \frac{\text{m}^3}{\text{mes}} * 957.79 \frac{\$}{\text{m}^3} = 3,531,841 \frac{\$}{\text{mes}}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

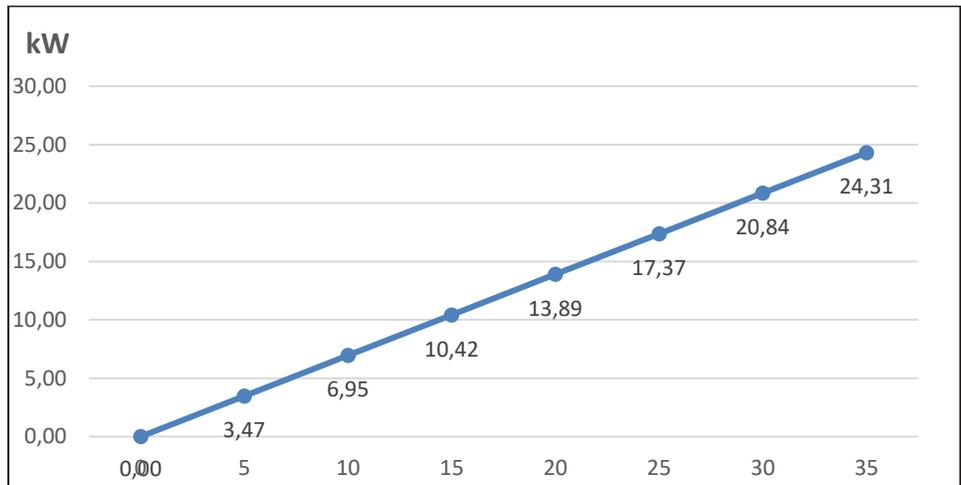
### 5.5 Recirculación gases de combustible con DAMPER

La tercera alternativa de ahorro energético presentada en este trabajo es la de recircular parte de los gases de combustión de nuevo en la caldera. No es posible recircular el 100% de los gases porque la llama se apagaría dentro del quemador. Asumiendo que SI fuera posible se recuperaría 100% del calor perdido en los gases de combustión (calculados en la sección 5.2, e iguales a 69,47 kW).

Si se asume variación lineal de la apertura de la clapeta de la válvula con respecto a la masa de gases recirculados, se tiene también una variación lineal del calor recuperado (la ecuación que rige esta recuperación de calor es la primera ley de a termodinámica), tal como se muestra en la tabla 2 y en las figuras que se presentan a continuación:

<b>kW</b>	<b>% Apertura de la clapeta</b>
69,47	100
55,58	80
41,68	60
27,79	40
24,31	35
20,84	30
17,37	25
13,89	20
10,42	15
6,95	10
3,47	5
0,00	0

**Tabla 2.** Relación de la recuperación de calor (kW) según el porcentaje de apertura de la clapeta en el Dámper (Fuente: autores)



**Figura 43.** Gráfica kW VS % apertura clapeta en el Dámper (Fuente: autores)



**Figura 44.** Demostración de la recirculación de los gases (Fuente: autores)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En la práctica se podría pensar en una recirculación de hasta un 30% de los gases de combustión sin que afecte la reacción. Como se muestra en la figura anterior esta solución se ha implementado exitosamente en una de las calderas del hospital Pablo Tobón Uribe.

### 5.5.1. Ahorro estimado para recirculación gases de combustible con DAMPER al 30%

$$Entrada = \rho_{gas\ natural} \times Caudal \times Poder\ Calorífico \times EficienciaCombustion$$

$$20.8409\ kW = 0.57\ \frac{kg}{m^3} \times Caudal \times 50010.12\ \frac{kJ}{kg} \times 0.51$$

$$Caudal = \frac{20.8409\ kW}{0.57\ \frac{kg}{m^3} * 50010.12\ \frac{kJ}{kg} \times 0.51}$$

$$Caudal = 1.4335 \times 10^{-3}\ \frac{m^3}{s}$$

$$1.4335 \times 10^{-3}\ \frac{m^3}{s} * \frac{3600\ s}{1\ h} * \frac{24\ h}{1\ día} * \frac{30\ días}{1\ mes} = 3715.77\ \frac{m^3}{mes}$$

$$Tarifa\ del\ Gas\ Natural = 957.79\ \frac{\$}{m^3}$$

$$Ahorro = Caudal * Tarifa\ del\ Gas\ Natural$$

$$Ahorro = 3715.77\ \frac{m^3}{mes} * 957.79\ \frac{\$}{m^3} = 3,558,925\ \frac{\$}{mes}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 5.6. Pérdidas por condensado

Para estimar las pérdidas de condensado de la red de vapor y el potencial de ahorro de agua si estos se retornaran a la caldera, se hizo una estimación aforando con cronometro y balde. Esta medida es aproximada y depende también de la carga de producción que tenga en cada momento las maquinas, ya que muchas no trabajan continuamente.

### 5.6.1. Lavadora de botellas y sistema I (Rinse)

Debido a que la bomba que retorna el condensado de estos sistemas se encuentra averiada, se hizo el cálculo promedio de desperdicio aforando manualmente:



**Figura 45.** Mecanismo de bombeo del condensado del sistema I y lavadora de botellas  
(Fuente: autores)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Estos sistemas trabajan en promedio 13 horas al día, durante el mes completo, debido a que de las 16 horas que componen los dos turnos laborales de 5:00 a 13:00 y 13:00 a 21:00 respectivamente, existen 3 paros en los sistemas para cambio de pulpa de aproximadamente 1 hora cada uno.



**Figura 46.** Medición del desperdicio de condensado en el sistema I y lavadora de botellas  
(Fuente: autores)

La cantidad medida de desperdicio de condensado fue de 6 litros durante 11 minutos. De manera que:

$$caudal = \frac{6 \text{ litros}}{11 \text{ min}} = 0.5454 \frac{\text{lt}}{\text{min}} * \frac{0.001 \text{ m}^3}{1 \text{ lt}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 9.09 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En un día:

$$caudal = 9.09 \times 10^{-6} \frac{m^3}{s} * \frac{60 s}{1 \cancel{min}} * \frac{60 \cancel{min}}{1 h} * \frac{13 h}{día} = 0.4254 \frac{m^3}{día}$$

En una semana:

$$caudal = 0.4254 \frac{m^3}{\cancel{día}} * \frac{7 \cancel{días}}{semana} = 2.9782 \frac{m^3}{semana}$$

En un mes:

$$caudal = 2.9782 \frac{m^3}{\cancel{semana}} * \frac{4 \cancel{semanas}}{1 mes} = 11.9127 \frac{m^3}{mes}$$

$$Valor \ del \ acueducto \ y \ alcantarillado = 4,638.58 \frac{\$}{m^3}$$

### 5.6.1.1 Ahorro estimado del condensado del sistema I y lavadora de botellas

Si se reparara la bomba y se retornara el condensado a la caldera, el ahorro de agua sería:

$$Ahorro = Caudal * Valor \ del \ acueducto \ y \ alcantarillado$$

$$Ahorro = 11.9127 \frac{m^3}{mes} * 4,638.58 \frac{\$}{m^3} = 55,258.14 \frac{\$}{mes}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 5.6.2. Sistema de ultra-pasteurizador (avena)

Debido a que la bomba que direcciona el condensado de este sistema se encuentra averiada, se hizo el cálculo promedio de desperdicio aforando manualmente:



**Figura 47.** Mecanismo de bombeo del condensado del sistema del ultra-pasteurizador  
(Fuente: autores)

Este sistema trabaja en promedio un día a la semana durante un periodo de 12 horas continuas.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



**Figura 48.** Medición del desperdicio de condensado en el sistema de ultra-pasteurizador  
(Fuente: autores)

La cantidad medida de desperdicio de condensado fue de 7 litros durante 4 minutos. De manera que:

$$caudal = \frac{7 \text{ litros}}{4 \text{ min}} = 1.75 \frac{\text{lt}}{\text{min}} * \frac{0.001 \text{ m}^3}{1 \text{ lt}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 2.9167 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

En una semana:

$$caudal = 2.9167 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} * \frac{12 \text{ h}}{\text{semana}} = 1.26 \frac{\text{m}^3}{\text{semana}}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En un mes:

$$caudal = 1.26 \frac{m^3}{semana} * \frac{4-semanas}{1 mes} = 5.04 \frac{m^3}{mes}$$

$$Valor del acueducto y alcantarillado = 4,638.58 \frac{\$}{m^3}$$

### 5.6.2.1. Ahorro estimado del condensado del sistema del ultra-pasteurizador

Si se reparara la bomba y se retornara este condensado, el ahorro por consumo de agua sería:

$$Ahorro = Caudal * Valor del acueducto y alcantarillado$$

$$Ahorro = 5.04 \frac{m^3}{mes} * 4,638.58 \frac{\$}{m^3} = 23,378.44 \frac{\$}{mes}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 5.6.3. Sistema doypack

En este sistema, no existe red de condensado, sin embargo, se quiso calcular el promedio de desperdicio de condensado:



**Figura 49.** Medición del desperdicio de condensado en el sistema doypack (Fuente: autores)

Este sistema trabaja de lunes a sábado, 8 horas diarias. La cantidad medida de desperdicio de condensado fue de 10 litros durante 4 minutos. De manera que:

$$caudal = \frac{10 \text{ litros}}{4 \text{ min}} = 2.5 \frac{\text{lt}}{\text{min}} * \frac{0.001 \text{ m}^3}{1 \text{ lt}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 4.16 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En un día:

$$caudal = 4.16 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s} * \frac{60 s}{1 \text{ min}} * \frac{60 \text{ min}}{1 h} * \frac{8 h}{\text{día}} = 1.2 \frac{m^3}{\text{día}}$$

En una semana:

$$caudal = 1.2 \frac{m^3}{\text{día}} * \frac{6 \text{ días}}{\text{semana}} = 7.2 \frac{m^3}{\text{semana}}$$

En un mes:

$$caudal = 7.2 \frac{m^3}{\text{semana}} * \frac{4 \text{ semanas}}{\text{mes}} = 28.8 \frac{m^3}{\text{mes}}$$

$$\text{Valor del acueducto y alcantarillado} = 4,638.58 \frac{\$}{m^3}$$

### 5.6.3.1 Ahorro estimado del condensado del sistema doypack

Si se construyera red de retorno para esta sección y se tuviera bomba de retorno de condensados operativa, el ahorro estimado sería:

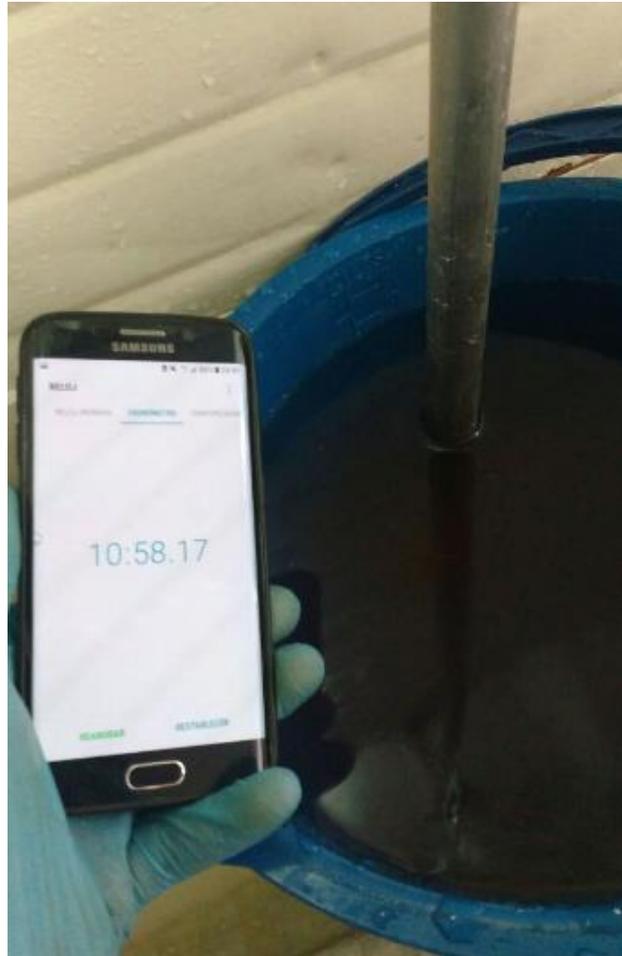
$$\text{Ahorro} = \text{Caudal} * \text{Valor del acueducto y alcantarillado}$$

$$\text{Ahorro} = 28.8 \frac{m^3}{\text{mes}} * 4638.58 \frac{\$}{m^3} = 133,591 \frac{\$}{\text{mes}}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

#### 5.6.4. Sistema pasteurizador de tetra

En este sistema, no existe red de condensado, sin embargo, se quiso calcular el promedio de desperdicio de condensado:



**Figura 50.** Medición del desperdicio de condensado en el sistema pasteurizador de tetra  
(Fuente: autores)

Este sistema trabaja dos días a la semana, durante un periodo de 7 horas por cada día de funcionamiento, para un total de 14 horas a la semana. La cantidad medida de desperdicio de condensado fue de 10 litros durante 11 minutos. De manera que:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$caudal = \frac{10 \text{ litros}}{11 \text{ min}} = 0.9090 \frac{\cancel{\text{lt}}}{\cancel{\text{min}}} * \frac{0.001 \text{ m}^3}{1 \cancel{\text{lt}}} * \frac{1 \cancel{\text{min}}}{60 \text{ s}} = 1.5151 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

En un día:

$$caudal = 1.51 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * \frac{60 \cancel{\text{s}}}{1 \cancel{\text{min}}} * \frac{60 \cancel{\text{min}}}{1 \cancel{\text{h}}} * \frac{7 \cancel{\text{día}}}{\text{día}} = 0.3818 \frac{\text{m}^3}{\text{día}}$$

En una semana:

$$caudal = 0.3818 \frac{\text{m}^3}{\cancel{\text{día}}} * \frac{2 \cancel{\text{días}}}{1 \text{ semana}} = 0.7636 \frac{\text{m}^3}{\text{semana}}$$

En un mes:

$$caudal = 0.7636 \frac{\text{m}^3}{\cancel{\text{semana}}} * \frac{4 \cancel{\text{semanas}}}{\text{mes}} = 3.0545 \frac{\text{m}^3}{\text{mes}}$$

$$\text{Valor del acueducto y alcantarillado} = 4,638.58 \frac{\$}{\text{m}^3}$$

#### 5.6.4.1 Ahorro estimado del condensado del pasteurizador de tetra

Si se construyera red de retorno para esta sección y se tuviera bomba de retorno de condensados operativa, el ahorro estimado sería:

$$\text{Ahorro} = \text{Caudal} * \text{Valor del acueducto y alcantarillado}$$

$$\text{Ahorro} = 3.0545 \frac{\text{m}^3}{\text{mes}} * 4,638.58 \frac{\$}{\text{m}^3} = 14,168.75 \frac{\$}{\text{mes}}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 6. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

---

- Dada la necesidad de proponer mejoras a la caldera de la planta de Postobón (PRODUCTO LUX), que cumplan con los estándares de seguridad y eficiencia, se propone la implementación de un banco de tubos para precalentamiento de agua o aire de combustión y una implementación de un damper que recircule gran parte de los gases que van a la atmósfera. Estas alternativas aumentan la eficiencia térmica de la caldera, disminuyen en un alto porcentaje los gastos energéticos y minimizan la contaminación medio ambiental al haber menor consumo de combustible.
- Este trabajo da como resultado la configuración de dos bancos de tubos, uno para precalentamiento de agua, con una recuperación aproximada del 50% del calor que es expulsado por la chimenea; y otro para precalentamiento de aire, con una recuperación aproximada del 30% del calor. La otra propuesta (implementación de un Damper) que ayude a recuperar un gran porcentaje del calor que es expulsado por la chimenea a la atmósfera, puede variar realísticamente entre 1-30% según la apertura de la clapeta.
- Se propone una configuración sencilla de 25 tubos para el banco de tubos para precalentamiento de agua, con una recuperación importante de calor, mientras que la configuración del banco de tubos para precalentamiento de aire es más compleja ya que abarca 49 tubos, de mayor diámetro cada uno y más largos que la configuración del agua, por lo que no lo hace tan eficiente; pero que a futuro ambos se pueden reconfigurar para generar mejores ganancias de energía a la entrada,

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

como son aumentar el diámetro de los tubos, la longitud, y disminuir la separación transversal o longitudinal.

- El estudio realizado en este trabajo se guio por la norma ISO50002, de auditorías energéticas, y la ASME-PTC-4 que define los principios de desempeño para generadores de vapor, los métodos de medición y computación para determinar la eficiencia térmica.
- Se determinó, mediante los cálculos realizados, que el ahorro económico mensual de gas con un banco de tubos para precalentamiento de agua puede ser de 6 millones mientras que para el banco de tubos para precalentamiento de aire puede ser de 3 millones y medio. Para el Damper, si se pudiera obtener una combustión estable con una apertura de la clapeta del 30%, el ahorro económico sería de también del orden de los 3 millones y medio.
- Se determinó, mediante los cálculos realizados, que el ahorro económico mensual en el desperdicio de condensado de los sistemas de lavadora de botellas y sistema I, y del ultra-pasteurizador, donde las bombas que impulsan el condensado se encuentran averiadas, es de aproximadamente 80 mil pesos lo que corresponde con una recuperación de condensado de 17 m<sup>3</sup>/mes. El caudal aproximado de consumo de toda la planta es de 500 m<sup>3</sup>/mes; siendo así, una recuperación de apenas 3%, lo que hace insignificante el ahorro respecto al consumo total.
- También se determinó, mediante los cálculos realizados, que el ahorro económico mensual en el desperdicio de condensado en los sistemas de doypack y pasteurizador de tetra, donde no existe red de condensado es cercano a 150 mil pesos con una recuperación de condensado de 32 m<sup>3</sup>/mes, lo que corresponde a una recuperación de 6% del total de agua consumida por la planta. De esto se concluye que no se justifica hacer el montaje y la instalación de red para estos sistemas.

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Con las mejoras propuestas para aumentar la eficiencia térmica de la caldera se pretende que los ingenieros de la planta de Postobón evalúen los costos de la instalación de dichas mejoras y visualicen las ganancias económicas y ambientales para determinar en cuantos meses la inversión puede ser recuperada y a mediano o largo plazo cuanto podrían llegar a ahorrar en consumo de gas.
- Una de las dificultades que se encontró en la recolección de datos técnicos, fue el de la velocidad o caudal del aire a la entrada de la caldera, ya que el motor de ventilación está sujeto a la cara de la caldera, por lo que hubiera tocado desmontar dicho componente para mirar diámetro a la salida o diámetro de las aspas. Fue necesario hallar este dato teóricamente con el porcentaje de concentración de O<sub>2</sub> y CO<sub>2</sub>.
- Esta experiencia ha mostrado como es posible diseñar y aplicar un aprendizaje teórico, basado en competencias, a partir de las orientaciones de los docentes que nos formaron, en las mejoras de equipos industriales, con un alto volumen de utilización y eficiencia.
- Se recomienda para la construcción de la coraza y los tubos, utilizar soldadura tipo TIG, ya que esta nos garantiza una alta resistencia mecánica de todas las uniones soldadas, esta soldadura debe ser aplicada por un profesional calificado en esta área, además se debe realizar una prueba hidrostática como lo indica la norma ASME para garantizar las uniones.
- La fase de construcción, es un servicio que debe ser ejecutado por personal capacitado, con amplia experiencia y con amplio conocimiento de la norma ASME para la construcción y mejoras de calderas y recipientes sometidos a presión, con un previo estudio del lugar de instalación, los requerimientos básicos y un costo aproximado del ensamble.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## REFERENCIAS

---

- Alfa Laval. (s.f.). *Intercambiador de calor de placas*. Obtenido de <http://www.rybsa.com.mx/pdf/ALFA%20LAVAL/M3%20ES.pdf>
- Andrés A. Amell Arrieta. (Octubre de 2002). Especialización es combustibles gaseosos. *Estimación de las propiedades de combustión de combustibles gaseosos*, pág. 22.
- Andrés A. Amell, Edison Gil B, Rubén Darío Maya B. (s.f.). Herramientas para el uso eficiente del gas: Diagramas de combustión . *Facultad de ingeniería- UDEA*, 11.
- Andrés A. Amell, Edison Gil, Rubén Darío Maya B. (s.f.). Herramientas para el uso eficiente del gas: Diagramas de eficiencia térmica . *Faculta de ingeniería UDEA*, 55-68.
- ASME. (9 de Enero de 2009). *Fired steam generators*. Obtenido de <http://files.asme.org/Catalog/Codes/PrintBook/35430.pdf>
- Bernardo Herrera Múnera . (2017). Fundamentos de Combustión: Introducción Propiedades de combustión . Medellín, Antioquia, Colombia .
- Brundaban Patro. (2016). Efficiency studies of combination tube boilers . *Elsevier* , 193-202.
- Cardona, L. F. (s.f.). Transferencia de calor . *Convección externa en banco de tubos*. ITM, Medellín .
- CHEMKIN. (2004). Manual teórico- expresiones termodinámicas. Recuperado el 3 de Junio de 2004
- Elhinel. (2014). *Presostatos. Controles sobre una caldera*. Obtenido de Buenos Aires, Argentina:  
[http://www.elhinel.com.ar/index.php?option=com\\_content&view=article&id=1204&Itemid=514](http://www.elhinel.com.ar/index.php?option=com_content&view=article&id=1204&Itemid=514)
- Franco, Juan Manuel. (2006). *Manual de refrigeración* . Barcelona: Editorial Reverté S.A. . Obtenido de Concepto de presión. Sin lugar:  
[http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica\\_/fluidos/estatica/introduccion/Introduccion.html](http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica_/fluidos/estatica/introduccion/Introduccion.html)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Idehai O. Ohijeagbon, M. Adekojo Waheed, Simeon O. Jekayinfa. (2013). Methodology for the physical and chemical exergetic analysis of steam boilers . *Elsevier* , 153-164.

International Dynamic Advisors. (23 de Julio de 2016). *Dale a tu energía un impulso con una auditoría energética* . Obtenido de Nueva norma de auditorias energéticas, ISO 50002 : <http://www.intedya.com/internacional/321/noticia-dale-a-tu-energia-un-impulso-con-una-auditoria-energetica.html>

International Organization for Standardization. (Julio de 2014). *ISO 50002:2014*. Obtenido de Energy audits -- Requirements with guidance for use: <https://www.iso.org/standard/60088.html>

Junta de castilla y león, Consejería de economía y empleo, Ente regional de energía de castilla y león. (2010). *Diseño y cálculo de redes de vapor*. Castilla y león- Comunidad autónoma española.

Kohan, A. L. . (2000). *Manual de calderas, Cuarta edición* . Madrid: Mc Graw Hill - Interamericana de España .

Kreith, Manglik and Bohn. (s.f.). *Principles of heat transfer* (Séptima ed.). Cengage.

Malek, M. A. (2005). Power Boiler Desing, Inspection, and Repair: ASME code simplified. En M. A. Malek, *Power Boiler Desing, Inspection, and Repair: ASME code simplified* (págs. 301-302). New York: McGRAW-HILL Companies.

ORBINOX. (2017). *Valve solutions in more than 70 countries*. Obtenido de DI- Distribuidor de gases: <http://www.orbinox.com/di-distribuidor-de-gases>

Prucommercialre.com. (2017). *¿Qué es un pasteurizador?* Obtenido de <http://www.prucommercialre.com/que-es-un-pasteurizador/>

Qingsheng Bi, Yanliang Ma. (2010). The Optimization and Application Research on Power plant circulating water waste heat regenerative thermal system. *Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference*, (págs. 1-4).

Spyrax Sarco. (2014). *Control de nivel de agua y alarmas en una caldera*. (P. comercial, Productor, & Español) Obtenido de <http://www.spiraxsarco.com/es/pdfs/SB/p402-101.pdf>

Tema Fantástico S.A. . (s.f.). *IBARRA*. Obtenido de Marmita: <http://sibarra-vago.blogspot.com.co/2010/08/marmita.html>

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Villares, M. (2003). *Cogeneración, segunda edición*. Madrid, España : FC Editorial.

Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar. (2011). *Transferencia de calor y masa* (Cuarta edición ed.). Mc Graw Hill.

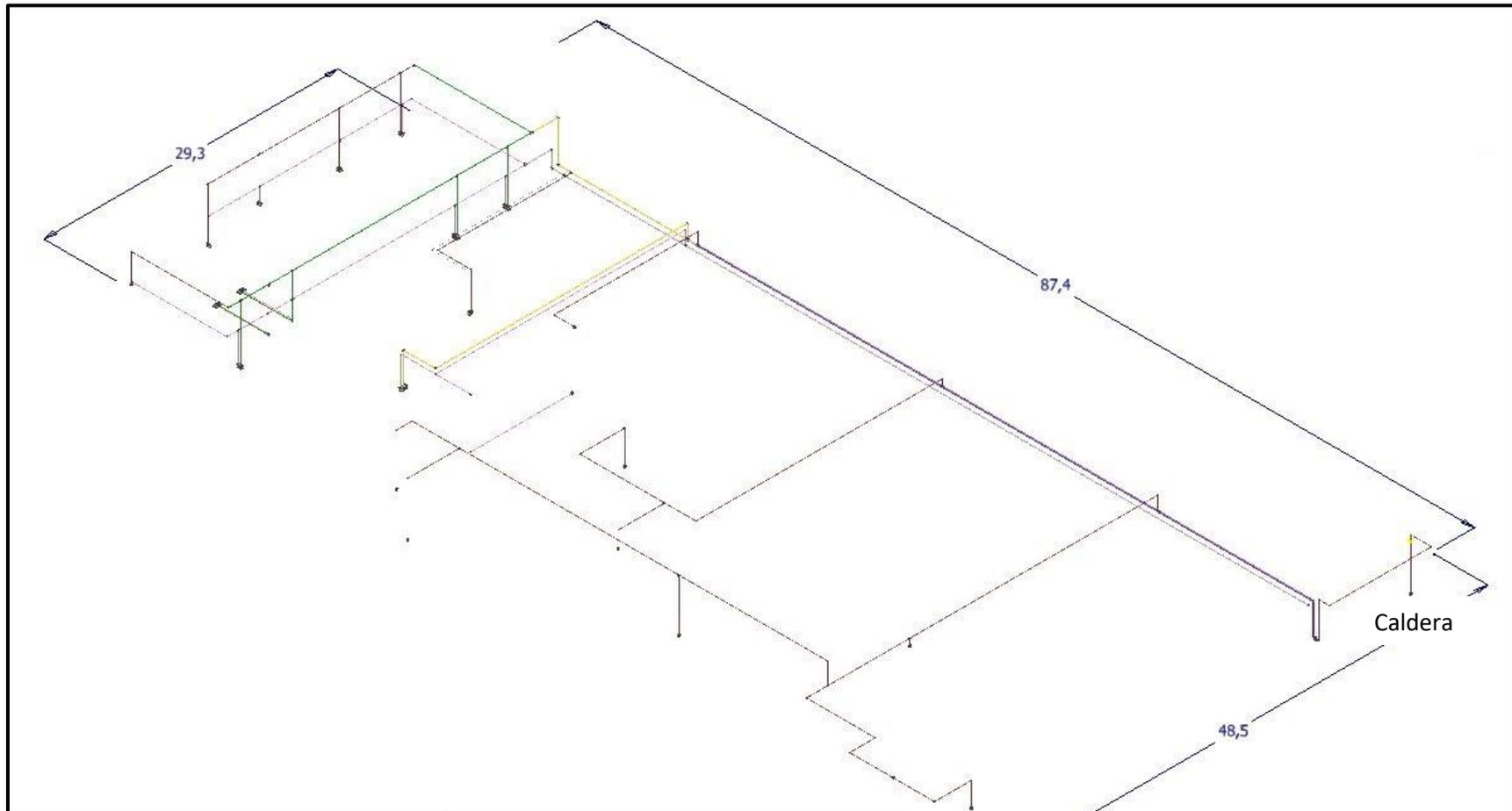
Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. (s.f.). *Termodinámica* (Sexta edición ed.). Mc Graw Hill.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## APÉNDICE



Figura A1. Placa de la caldera

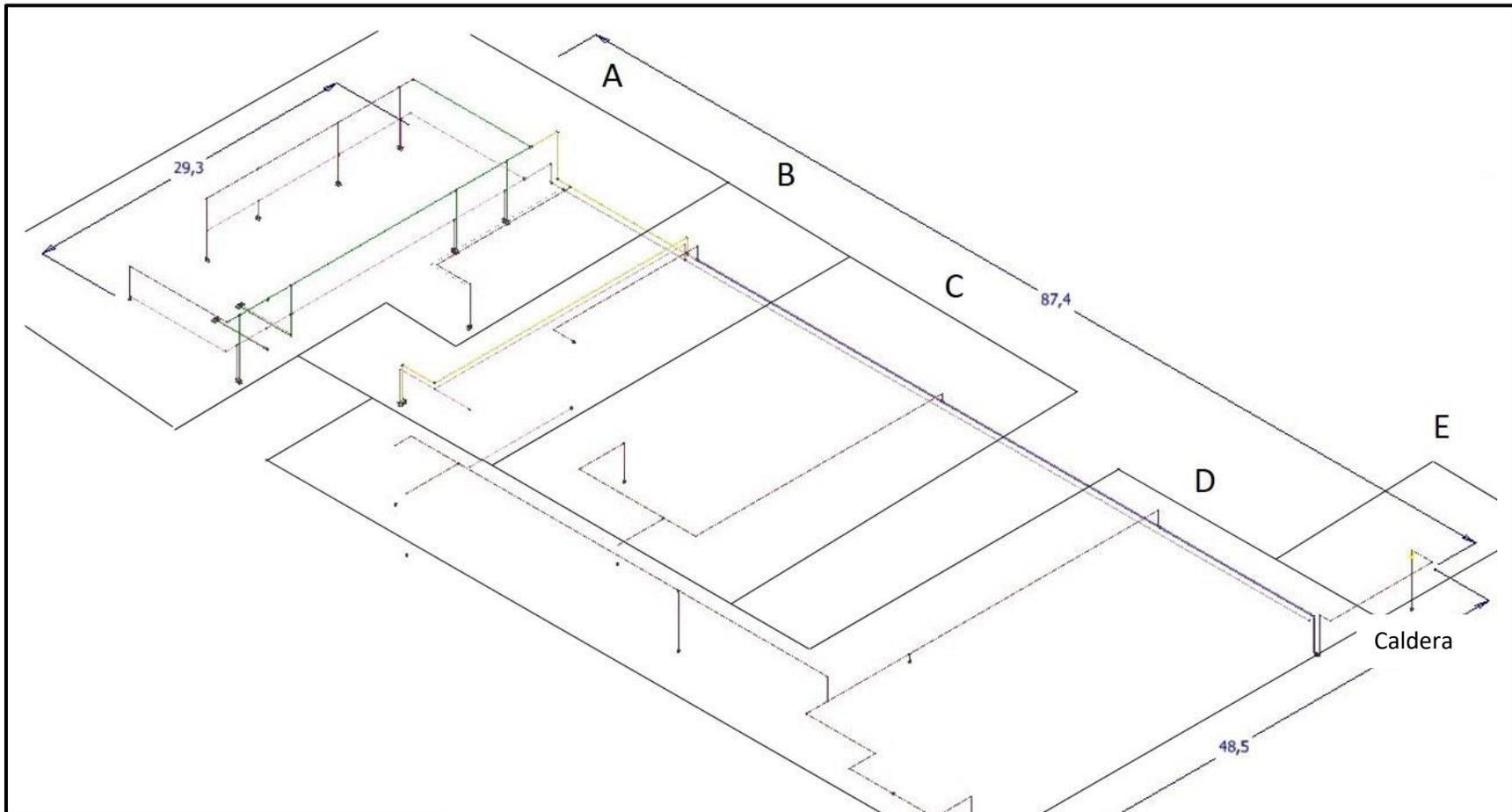


**INFORME FINAL TRABAJO DE GRADO**

Juan Gabriel Gómez Gallego  
 Carlos Alberto Ramírez Suaza  
 Mateo Álvarez Velásquez  
**Aspirantes al título**  
**Ingeniero Electromecánico**

**Descripción:** Plano isométrico (Metros)

**Proyecto:** Estudio de eficiencia energética de red  
 de vapor planta guayabal de Postobón S.A.



**INFORME FINAL TRABAJO DE GRADO**

Juan Gabriel Gómez Gallego  
 Carlos Alberto Ramírez Suaza  
 Mateo Álvarez Velásquez  
**Aspirantes al título**  
**Ingeniero Electromecánico**



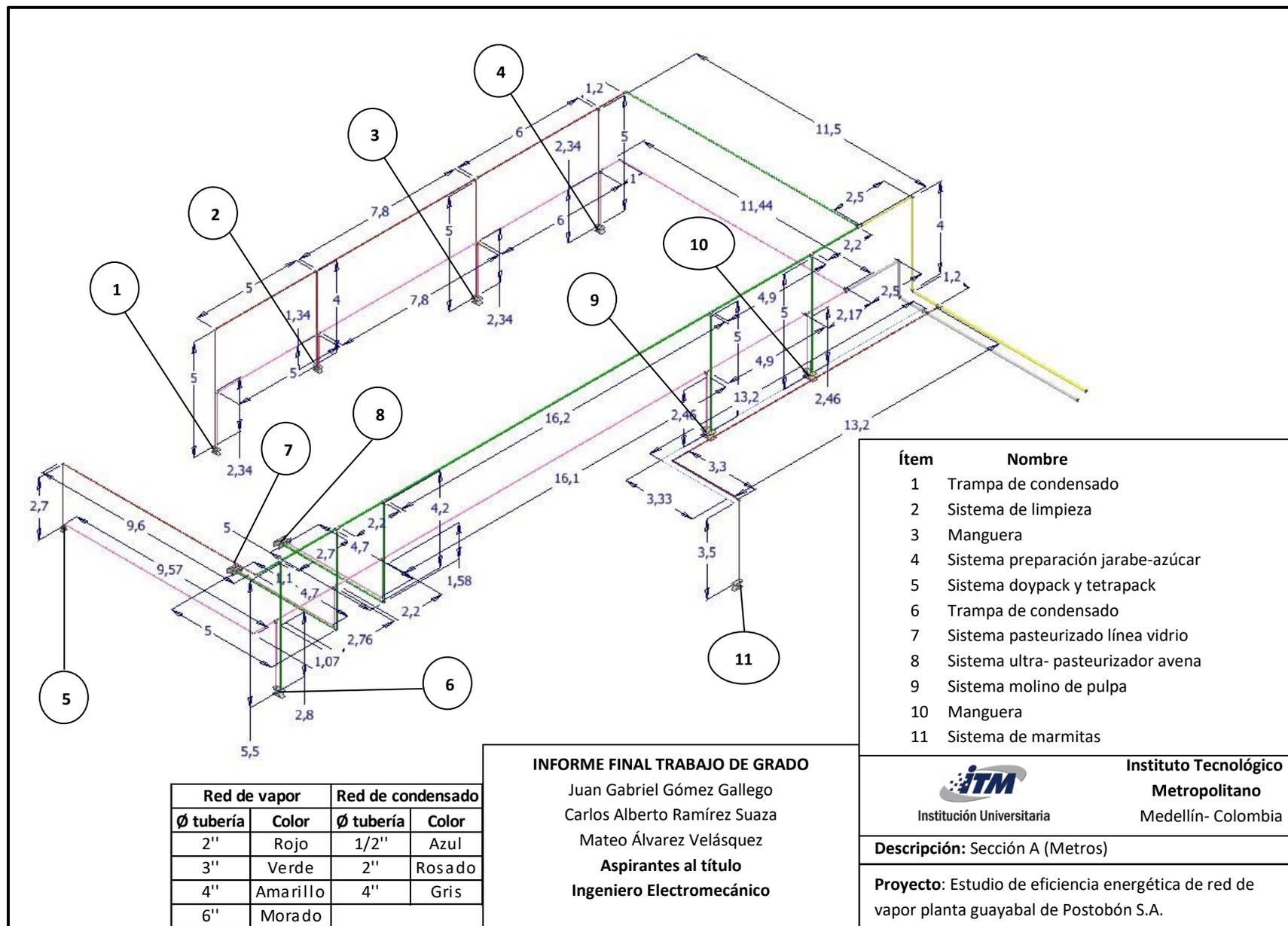
Institución Universitaria

**Instituto Tecnológico  
Metropolitano**

Medellín- Colombia

**Descripción:** Plano isométrico seccionado

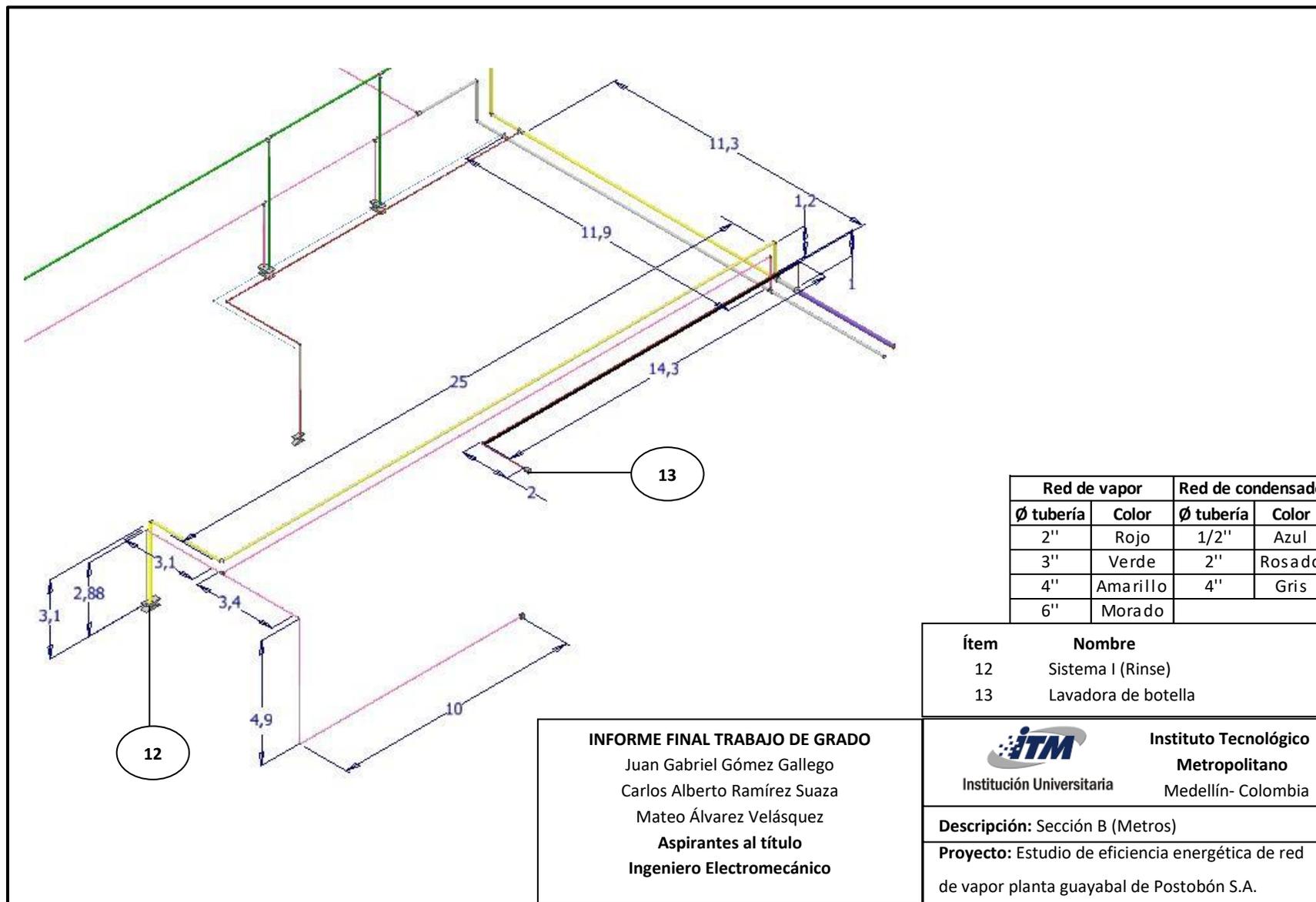
**Proyecto:** Estudio de eficiencia energética de red  
de vapor planta guayabal de Postobón S.A.



Ítem	Nombre
1	Trampa de condensado
2	Sistema de limpieza
3	Manguera
4	Sistema preparación jarabe-azúcar
5	Sistema doypack y tetrapack
6	Trampa de condensado
7	Sistema pasteurizado línea vidrio
8	Sistema ultra- pasteurizador avena
9	Sistema molino de pulpa
10	Manguera
11	Sistema de marmitas

Red de vapor		Red de condensado	
Ø tubería	Color	Ø tubería	Color
2"	Rojo	1/2"	Azul
3"	Verde	2"	Rosado
4"	Amarillo	4"	Gris
6"	Morado		

**INFORME FINAL TRABAJO DE GRADO**  
 Juan Gabriel Gómez Gallego  
 Carlos Alberto Ramírez Suaza  
 Mateo Álvarez Velásquez  
**Aspirantes al título**  
**Ingeniero Electromecánico**



Red de vapor		Red de condensado	
Ø tubería	Color	Ø tubería	Color
2"	Rojo	1/2"	Azul
3"	Verde	2"	Rosado
4"	Amarillo	4"	Gris
6"	Morado		

Ítem	Nombre
12	Sistema I (Rinse)
13	Lavadora de botella

**INFORME FINAL TRABAJO DE GRADO**  
 Juan Gabriel Gómez Gallego  
 Carlos Alberto Ramírez Suaza  
 Mateo Álvarez Velásquez  
**Aspirantes al título**  
**Ingeniero Electromecánico**

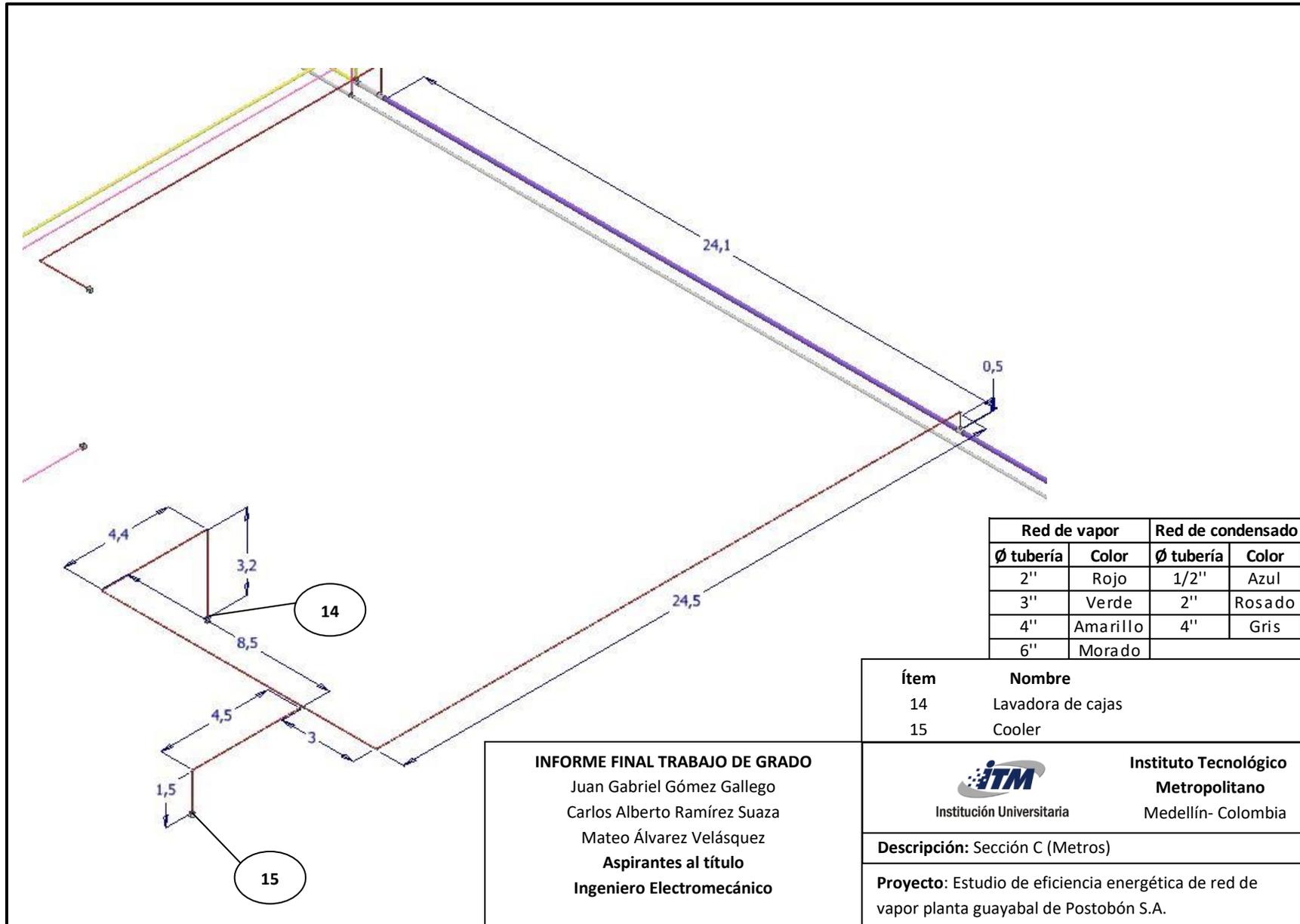


Institución Universitaria

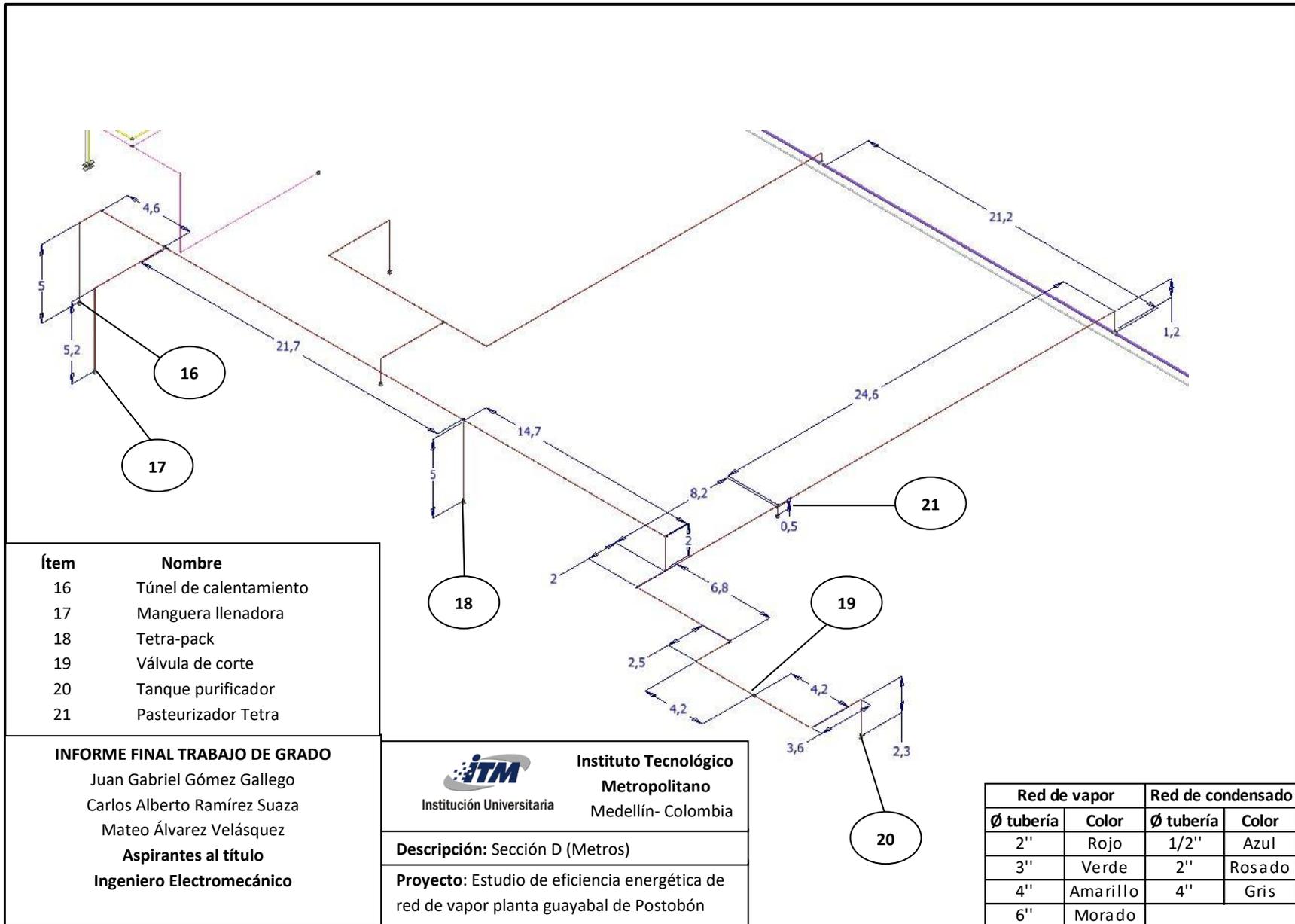
**Instituto Tecnológico  
Metropolitano**  
Medellín- Colombia

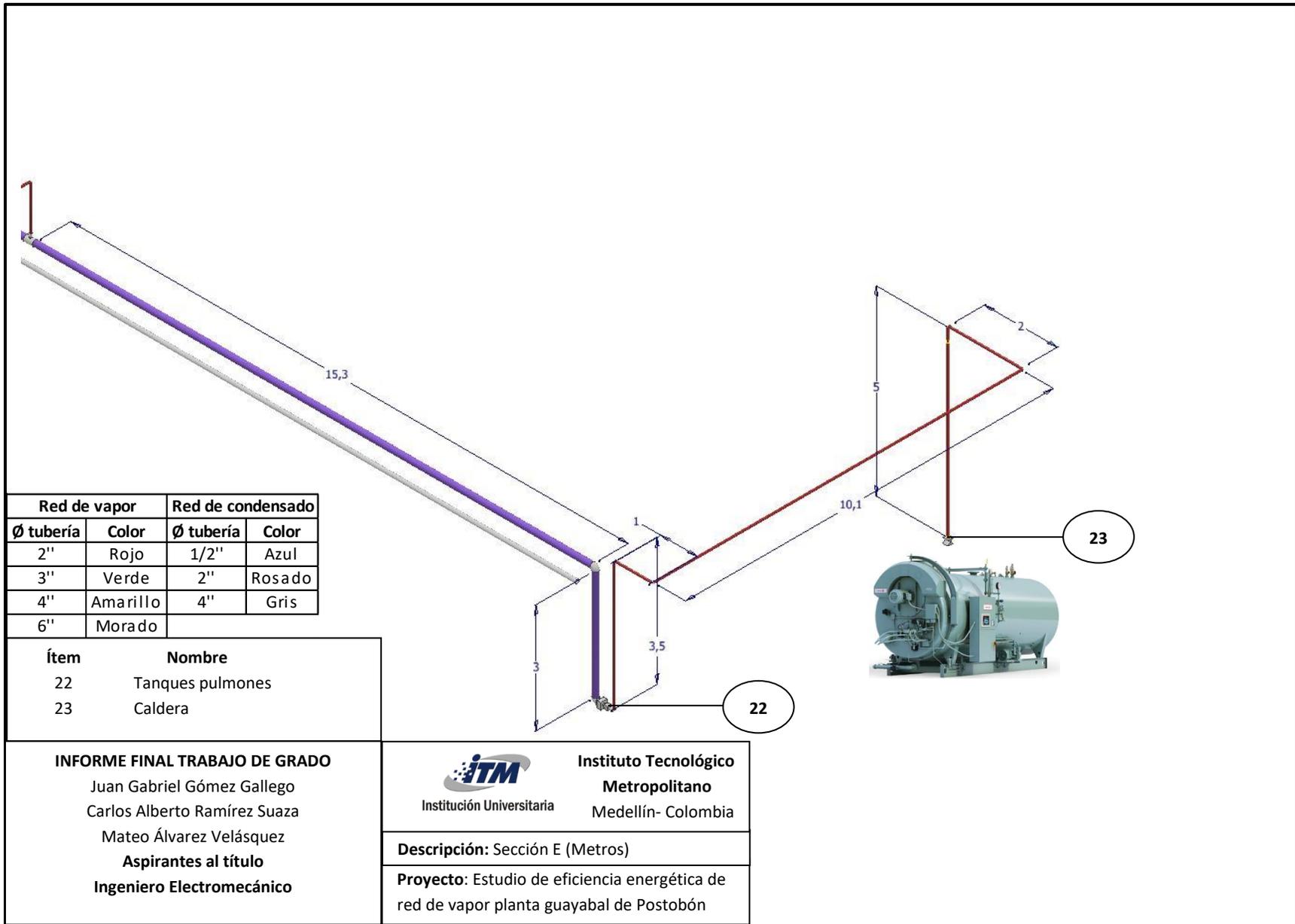
**Descripción:** Sección B (Metros)

**Proyecto:** Estudio de eficiencia energética de red de vapor planta guayabal de Postobón S.A.



**INFORME FINAL TRABAJO DE GRADO**  
 Juan Gabriel Gómez Gallego  
 Carlos Alberto Ramírez Suaza  
 Mateo Álvarez Velásquez  
**Aspirantes al título**  
**Ingeniero Electromecánico**





**INFORME FINAL TRABAJO DE GRADO**

Juan Gabriel Gómez Gallego  
 Carlos Alberto Ramírez Suaza  
 Mateo Álvarez Velásquez  
**Aspirantes al título**  
**Ingeniero Electromecánico**

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

FIRMA ESTUDIANTES

Juan Gabriel Gomez  
Carlos Alberto Ramirez  
Mateo Alvaroz Velasquez

FIRMA ASESOR [Signature]

INFORME FINAL APROBADO 3:00 PM  
 FECHA ENTREGA: 1/03/2013

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: \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_