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

Diseño de recuperador de calor de una caldera piro tubular a carbón para precalentar el agua de recirculación a la bomba centrífuga

Maycon Exiderio Giraldo Gomez

Ingeniería electromecánica

Asesor
M. Ing. Luis Fernando Cardona Sepúlveda

INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO

2019

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

RESUMEN

En la empresa Súper cerdo paisa se cuenta con una caldera para la generación de vapor, el cual es requerido para las máquinas de proceso como la depiladora de cerdos, hornos de cocción, tanques de cocción y los lavados y esterilizados de las mismos equipos y canastillas donde almacenan los productos. Esta es una caldera pirotubular a carbón que está en constante vigilancia por las autoridades ambientales por el tema de impacto ambiental, ya que esta caldera consume aproximadamente 1 tonelada de carbón diaria. Los gases productos de la combustión emitidos por esta caldera salen evacuados al ambiente a una temperatura cercana a los 200 °C y no existe en este equipo ningún sistema que permita el aprovechamiento del calor de estos gases.

El objetivo de este trabajo es diseñar un recuperador de calor para el aprovechamiento energético de los gases productos de la combustión de la caldera pirotubular de esta empresa. Para ello primero se determinó el potencial energético actual de los gases de combustión, determinando primero la energía recuperable de estos gases. Se tomaron medidas en sitio de tales como la temperatura promedio de los gases, velocidad de los gases y el diámetro de la tubería de la chimenea. Luego de esto se diseñó un recuperador de calor de tipo banco de tubos, para precalentar el agua que recircula a la caldera. Para esto se emplearon correlaciones empíricas de la literatura, con lo que se obtuvieron las temperaturas de salida del recuperador y el calor recuperado. Finalmente se evaluó el impacto ambiental y económico que puede generar el recuperador y se estimaron los costos asociados a la fabricación del equipo. Una vez obtenidas las dimensiones y material del recuperador, se procedió a realizar la cotización del equipo y montaje. A partir del calor recuperado se estimó la cantidad de carbón que se va a dejar de quemar y con esto el ahorro económico y el beneficio ambiental.

Palabras clave: caldera pirotubular, diseño, carbón, emisiones contaminantes, recuperador de calor.

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

RECONOCIMIENTOS

Profundos agradecimientos a mi madre, porque gracias a su apoyo económico y moral jamás desistí de mi formación profesional y su confianza mi fue la fuerza que me impulso a salir adelante con cada reto que se me presento a lo largo de mi carrera, incluyendo este trabajo de grados en el cual siempre la tuve a mi lado dándome el coraje necesario para desarrollarlo. También gracias a Dios por dar salud y vida a mí y a los familiares que me brindaron la mano para culminar mis estudios. Además, infinitas gracias al profesor Luis Fernando Cardona el cual me asesoro para la realización de este trabajo de grados ya que su aporte brindado en cada ocasión que nos reunimos en la universidad para avanzar fue crucial para desarrollar un informe final de trabajo de grados con buenas bases, por otro lado, gracias a mis docentes de los diferentes cursos que expandieron mi conocimiento produciendo en mí una formación académica completa, ética y profesional. Gracias al ITM por ofrecerme el espacio en los diferentes campus en los cuales pude aprender y convertirme en una persona con valores y capacitada para la vida laboral en la cual me desempeño actualmente. Agradecimiento en la empresa que laboro, primero a mi jefe que sin comprometer lo laboral permitió que yo pudiera asistir a mis clases y adelantar mi carrera, por la información técnica suministrada acerca del equipo térmico base de este trabajo de grado y por aceptar que realizara pruebas para la obtención de datos que eran los pilares de esta investigación. Segundo muchos agradecimientos al personal de cointec que me dieron la base para la realización de los cálculos del recuperador de calor, autorizándome la visualización y registro de variables como velocidad y temperatura, que igualmente yo corroboré con los instrumentos de medición que tuve a mi alcance. Por ultimo gracias a mis amigos y compañeros de trabajo que de manera sincera aportaron en mi formación académica, laboral y profesional.

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

ACRÓNIMOS

A = Área

A_i = Área superficial de la pared interior.

A_o = Área superficial de la pared exterior.

A_s = Área superficial.

A_{aleta} = Área superficial de las aletas.

$A_{chimenea}$ = Área de la sección transversal de la chimenea.

$A_{sin\ aletas}$ = Área superficial del tubo que tiene aletas.

A_{total} = Área total.

A/F = Relación aire combustible.

API = Escala de grados de temperatura que determina los densímetros de los combustibles líquidos

ASTM = Sociedad Americana para Pruebas y Materiales

A_1 y B = Constantes características según el tipo de combustible

C_p = Calor específico del fluido.

C = Capacidad calórica del fluido.

D_o = Diámetro exterior.

D_i = Diámetro interior.

D_H = Diámetro hidráulico.

LMTD = Diferencia media logarítmica de temperatura.

LSI = Límite superior de inflamabilidad.

LII = Límite inferior de inflamabilidad.

L = Longitud.

F = Factor de corrección del número de Nusselt

FC = Factor de corrección del número de Nusselt

h_{fg} = Entalpía de evaporización a una presión o temperatura dada.

H_f = Entalpía del estado final.

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

H_o = Entalpía del estado inicial.

h = Dependiendo del contexto, puede ser entalpía o coeficiente convectivo

h_o = Coeficiente convectivo de un fluido exterior en un intercambiador de doble tubo.

h_i = Coeficiente convectivo de un fluido interior en un intercambiador de doble tubo.

k = Conductividad térmica.

\dot{m} = Flujo másico de los fluidos.

N_{Uj} = Nusselt.

N = Número total de tubos.

N_L = Número total de tubos en dirección longitudinal.

N_T = Número total de tubos en dirección transversal.

NTU = Número de unidades de transferencia.

Nm^3 = Metro cubico de gas a condiciones normales.

\dot{Q} = Razón de transferencia de calor.

\dot{Q}_{al} = Calor a los alrededores.

\dot{Q}_{max} = Máximo calor posible a transferir.

\dot{Q}_a = Volumen real de aire.

\dot{Q}_f = Volumen real de combustible.

Q_c = Calor desprendido por la conversión de energía química.

Q_a = Calor que se agrega con el precalentamiento del aire.

Q_{total} = Caudal total de gases de combustión disponible en la chimenea.

PCI = Poder calorífico inferior.

PCS = Poder calorífico superior.

P_r = Número de Prandtl del fluido.

P_{rs} = Número de Prandtl del fluido a la temperatura superficial de los tubos.

$P_{absoluta}$ = Presión absoluta

$P_{atmosferica}$ = Presión atmosférica (dependiente de la altura de la región del país)

$P_{manometrica}$ = Presión manométrica

R = Resistencia térmica.

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

R_f = Factor de incrustación

R_e = Reynolds promedio.

R_{pared} = Resistencia térmica de una pared.

Sm^3 = Metro cubico de gas a condiciones estándar.

S_D = Separación diagonal de los tubos

S_T = Separación transversal de los tubos.

S_L = Separación longitudinal de los tubos.

S_p = Porcentaje de calor sensible perdido por la chimenea.

I_p = Porcentaje perdidas por inquemados.

T_{ig} = Temperatura de ignición.

T_{ai} = Temperatura de auto ignición.

T_c = Temperatura de los productos de la combustión en la chimenea.

T_a = Temperatura del aire ambiente.

T_e = Temperatura del fluido a la salida.

T_f = Temperatura final.

T_o = Temperatura inicial.

U = Coeficiente de transferencia de calor total.

ν = Viscosidad cinemática.

V = Velocidad

W_i = Peso molecular.

\dot{W} = Trabajo.

X_i = Fracción molar (o volumétrica)

Y_i = Fracción másica

ΔT = Delta de temperatura.

ΔT_{mt} = Diferencia de temperatura media logarítmica.

β = Densidad de área.

ρ = Densidad

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

ϵ = Efectividad de la transferencia de calor.

η_c = Eficiencia de combustión.

η_1 = Eficiencia actual del equipo sin ninguna técnica de recuperación de calor.

η_2 = Eficiencia mejorada mediante la aplicación de recuperación de calor.

$\%CO_2$ = Porcentaje de CO_2 tomado en base seca.

$\%e$ = Factor de aireación.

h = Como subíndice se refiere a un fluido caliente.

c = Como subíndice se refiere a un fluido frío.

i = Como subíndice indica cada especie química.

in = Como subíndice se refiere a entrada

out = Como subíndice se refiere a salida

min = Como subíndice se refiere a valor mínimo

máx = Como subíndice se refiere a valor máximo

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

Lista de figuras

Figura 1: Chimenea para evacuación de gases de una caldera pirotubular	14
Figura 2: Caldera pirotubular estudiada en este trabajo.	15
Figura 3: Caldera pirotubular	17
Figura 4: Caldera acuatubular.	18
Figura 5: Clasificación de las calderas según el tiro	19
Figura 6: Posibles conversiones de energía a partir de la combustión	20
Figura 7: Estructuras típicas de los combustibles fósiles	22
Figura 8: Diagrama Sankey de eficiencia para el balance de energía en un horno	25
Figura 9: Analizadores de gases de combustión comunes	26
Figura 10: Efectos de exceso de aire sobre la eficiencia de una caldera	28
Figura 11: Intercambiador de calor de doble tubo con distintas configuraciones de flujo	30
Figura 12: Intercambiadores de calor de flujo cruzado	31
Figura 13: Intercambiador de calor de coraza y tubos.....	31
Figura 14: Diagrama de factor de corrección F, para un intercambiador de flujo cruzado	36
Figura 15: Recuperación de calor residual en hornos.....	37
Figura 16: Quemador poroso con sistema de precalentamiento del aire de combustión	38
Figura 22: Logo Súper cerdo.....	39
Figura 18: Datos de placa de la caldera de súper cerdo	40
Figura 19: Hogar de la caldera.....	41
Figura 20: Tubos de la caldera y trabajos de mantenimiento.....	42
Figura 21: Izquierda: Ventilador de tiro inducido. Derecha: Tanque distribuidor de vapor.....	43
Figura 22: Placa de características de la bomba de la caldera.....	44
Figura 23: Intercambiador de calor de coraza y tubos para industria cafetera	45
Figura 24: Intercambiador de calor empleado en calculo experimental	46
Figura 25: Reactor anular de recuperación auto térmico	47
Figura 26: Sistema de recuperación de calor por radiación en un horno rotativo	48
Figura 27: Intercambiador de calor de carcasa y tubos de aletas con electros de tungsteno.....	49
Figura 28: Sistema de recuperación de calor con recuperador de calor regenerativo.....	50
Figura 29: Recuperador de calor de tubos helicoidales	51
Figura 30: Sistema de recuperación de calor con intercambiador de calor helicoidal vertical	52
Figura 31: Intercambiador de calor helicoidal vertical.....	53
Figura 32: Tubo con aletas de sección circular	54
Figura 33: Tubos corrugados de un intercambiador de calor	55
Figura 34: Datos usados para la simulación en el diseño de un intercambiador de calor.....	56
Figura 35: Analizador de gases.....	65
Figura 36: Resultados de los instrumentos de medición.	66
Figura 37: Medición del diámetro de la chimenea de la caldera.	67

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

Figura 38: Contador de agua para el consumo de la caldera..... 68

Figura 39: Dato de temperatura tomado en la chimenea de la caldera 68

Figura 40: Medición de la tubería necesaria para la instalación de recuperador..... 69

Figura 41: Escoria de carbón residuo de combustión. 69

Figura 42: Toma de temperatura del agua de la caldera. 70

Figura 43: Diagrama de la distribución de los tubos en el intercambiador 71

Figura 50: Diagrama de la distribución de los tubos en el intercambiador 75

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

Lista de tablas

Tabla 1: Características técnicas del carbón	13
Tabla 2: Resultado de la prueba de emisiones más reciente realizada a la caldera	14
Tabla 3: Clasificación de los combustibles	23
Tabla 4: Valores para el coeficiente de transferencia de calor total	33
Tabla 5: Factor de incrustación para diferentes fluidos.....	34
Tabla 6: Principios de medición de gases.....	26
Tabla 7: Parámetros de los combustibles comunes.....	27
Tabla 8: Valores apropiadas de %O ₂ , %CO ₂ y exceso de aire.....	29
Tabla 9: Fracción volumétrica y peso molecular de cada especie	60
Tabla 10: Datos obtenidos con el analizador de gases	66
Tabla 11: Dato de medición de temperatura y velocidad del aire en la chimenea	67
Tabla 12: Ventajas y desventajas de intercambiadores de calor para esta aplicación	73
Tabla 13: Estimado del costo de fabricación del intercambiador	82

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

TABLA DE CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN	13
1.1 Objetivo general	15
1.2 Objetivos Específicos	15
2. MARCO TEÓRICO	16
2.1 Calderas	16
2.1.1 Clasificación por la distribución de los fluidos.....	16
2.1.2 Clasificación según el tipo de combustible.....	18
2.1.3 Calderas clasificadas según el tiro	19
2.2 Combustión.....	20
2.2.1 Exceso de aire	20
2.2.2 Combustibles	21
2.2.3 Características relacionadas con el contenido energético de un combustible industrial	22
2.2.4 Eficiencia de la combustión	25
2.3 Intercambiadores de calor.....	29
2.3.1 Tipos de intercambiadores de calor	29
2.3.2 Coeficiente total de transferencia de calor	32
2.4 Método LMTD para análisis de intercambiadores de calor.....	34
2.5 Recuperación de calor sensible en los productos de combustión	36
2.5.1 Pre calentamiento del aire de combustión	37
2.5.2 Pre calentamiento de la carga y utilización de calor sensible	38
2.6 Descripción de la empresa.....	38
2.7 Descripción de la caldera	39
2.8 Estado del arte.....	44
3. METODOLOGÍA	57
3.1 Toma de datos	57
3.2 Cálculo del calor recuperable	58
3.3 Selección y cálculo de las temperaturas de salida del intercambiador.....	61
3.4 Evaluación impacto ambiental y económico	64
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	65

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

4.1 Toma de datos en sitio.....	65
4.2 Cálculo del calor recuperable de los gases de combustión	71
4.3 Selección del tipo de intercambiador	72
4.4 Cálculo de temperatura de salida del agua del recuperador	74
4.5 Cálculo de temperatura de salida de los gases del recuperador.....	78
4.6 Cálculo del ahorro económico que se puede obtener con el recuperador de calor diseñado	80
4.7 Cálculo del impacto ambiental del recuperador	81
4.8 Estimación de costo de fabricación del recuperador	82
CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO.....	83
Conclusiones	83
Recomendaciones y trabajos futuros	84
REFERENCIAS	86
APÉNDICE.....	90

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

1. INTRODUCCIÓN

En la empresa Super Cerdo Paisa S.A.S se emplea una caldera piro tubular horizontal, de 2 pasos de 40 BHP y presión de diseño de 150 psi construida en el año 2000, para la producción de vapor, el cual es ocupado en los equipos de la planta que lo requieren tales como horno de cocción, tanques de cocción, máquinas depiladoras de cerdos y esterilizadoras.

Esta caldera opera con carbón como combustible suministrado de la mina de carbones San Fernando ubicada en el municipio de Amaga. Este carbón presenta la ficha técnica mostrada en la Tabla 1. Por otro lado, la chimenea de esta caldera que se muestra en la

Figura 1, emite partículas y gases contaminantes, que en pruebas tomadas al equipo por el organismo certificador entregaron el resultado mostrado en la Tabla 2, para dióxido de azufre, óxido de nitrógeno y material particulado evacuados al ambiente (Estos gases salen a la atmósfera alrededor de 170°C). Según la resolución 909 de 2005 del ministerio de medio ambiente, los niveles máximos permisibles son 500 mg/m³ dióxido de azufre, 200 mg/m³ material particulado y 350 mg/m³ de óxido de nitrógeno.

Tabla 1: Características técnicas del carbón

Especificaciones carbón almendra	
Características (+/- 2ptos)	Carbón almendra
Humedad % (promedio)	11
Cenizas % (promedio)	9
Material volátil % (promedio)	38 a 40
Carbono fijo % (promedio)	38 a 42
Azufre % (máximo)	0,44
Poder calorífico (kC/kg), promedio	6000 a 6500
Granulometría (pulg)	90% entre 3/4" a 1 1/2", 10% menor a 1/4" por manipulación y transporte

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

Tabla 2: Resultado de la prueba de emisiones más reciente realizada a la caldera

Emisiones	Resultado de emisión del muestreo	Grado de significancia	Frecuencia del monitoreo
SO ₂	389,74 mg/m ³	Medio	1 año
NO _x	142,02 mg/m ³	Bajo	2 años
Material particulado	0,674 mg/m ³	Medio	1 año



Figura 1: Chimenea para evacuación de gases de una caldera pirotubular

Además, los químicos empleados para tratar el agua que se alimenta a la caldera tienen un costo de \$7'200000/año, lo cual es un gasto considerable. Por otra parte, la cantidad de carbón con el que se alimenta la caldera para la combustión actual es de 1 tonelada la cual tiene un costo de \$185000. En este trabajo se plantea el precalentamiento del agua de la caldera (mostrada en la Figura 2), recuperando el calor residual del proceso de combustión de este equipo. Este recuperador finalmente aumentará la eficiencia de esta máquina y tendrá impactos ambientales y económicos positivos para la empresa.

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



Figura 2: Caldera pirotubular estudiada en este trabajo.

1.1 Objetivo general

Diseñar un recuperador de calor para el aprovechamiento energético de los gases productos de la combustión de una caldera piro tubular de una empresa del sector de alimentos.

1.2 Objetivos Específicos

1. Determinar el potencial energético actual de los gases productos de la combustión emitidos por la caldera piro tubular.
2. Diseñar el recuperador de calor para el aprovechamiento de la energía de los gases emitidos por el equipo
3. Evaluar el impacto ambiental y económico que puede generar el recuperador y estimar los costos asociados a la fabricación del equipo.

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

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Calderas

Las calderas son máquinas térmicas productoras de vapor, las cuales deben operarse bajo una eficiencia óptima y de una manera confiable y poco costosa. Estos equipos poseen una presión en la mayoría de los casos superior a la atmosférica (Rayaprolu, 2012). A estos equipos entran aire y combustible para el ingreso de energía, que se transfiere a una sustancia de trabajo, con el fin de alcanzar su cambio de fase (evaporación). El mecanismo de transferencia de calor es dependiente del tipo de caldera. Para seleccionar el tipo de caldera que se va a utilizar es necesario conocer de qué manera el usuario final aprovechara el vapor generado (Betancur y Giraldo, 2010), (Manescu y Sita, 2016).

2.1.1 Clasificación por la distribución de los fluidos

2.1.1.1 Calderas pirotubulares

Las calderas pirotubulares o de tubo de fuego, como la mostrada en la Figura 3, son aquellas donde los gases calientes pasan por el interior de los tubos y transfieren energía para el agua que los rodea. Pueden tener presiones de trabajo superiores a 300 psi y hay que suministrarles agua de alta pureza para evitar las incrustaciones en los tubos. Se clasifican según la presión de trabajo: de 0 a 60 psig se considera de baja presión, de 60-150 psig de media presión y de 150-300 psig para alta presión.

Este tipo de calderas son muy flexibles y permiten el uso de combustibles gaseosos (por ejemplo, gas natural), líquidos (por ejemplo, ACPM) o sólidos (por ejemplo, carbón). También hay investigaciones donde se ha utilizado biomasa, tal como la madera, mazorca de maíz, pellets entre otros (Piawanich et al., 2018).

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

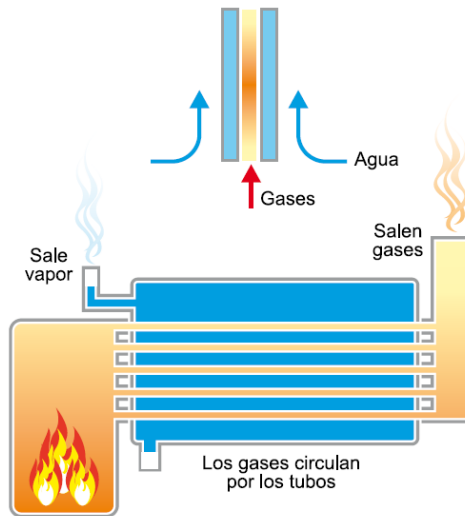


Figura 3: Caldera pirotubular (Betancur y Giraldo, 2010)

2.1.1.2 Calderas acuatubulares

En este tipo de calderas, el agua fluye en el interior de los tubos y los gases calientes se encuentran por fuera de la coraza que contiene los tubos. Comparadas con las pirotubulares de igual potencia, son equipos menor costo y eficiencia; además pueden trabajar con agua de agua con baja pureza para su alimentación y pueden llegar a presiones de hasta 300 psig. Al igual que en las pirotubulares, el combustible que se puede emplear es líquido, sólido o gaseoso. En la Figura 4 se muestra una máquina de este tipo.

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

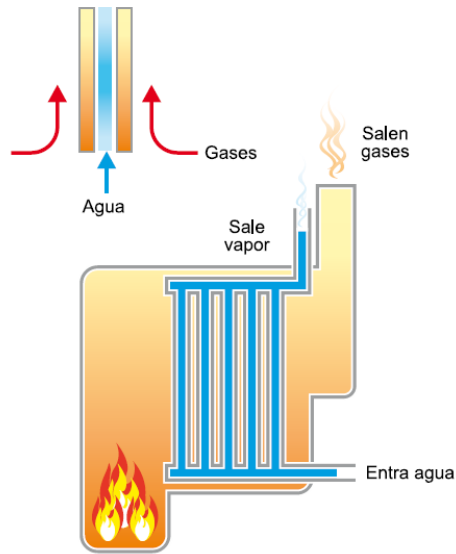


Figura 4: Caldera acuotubular (Betancur y Giraldo, 2010).

2.1.2 Clasificación según el tipo de combustible

2.1.2.1 Calderas que emplean combustibles sólidos

Son aquellas que usan material vegetal, carbón o bagazo. En las calderas a carbón la operación es compleja debido a la manera en que se alimenta el carbón, producen cenizas y escoria además su combustión no es fácil de controlar. Por otro lado, la falla apresurada de los tubos debido a la corrosión y erosión en las calderas de carbón establece un riesgo que compromete la eficiencia de la caldera. El deterioro que genera el fuego de los tubos de la caldera es debido a la reacción del azufre en estado gaseoso con las superficies metálicas, ya que el azufre produce SO_2 debido a la combustión, que se oxida parcialmente a SO_3 . Una pequeña cantidad de vanadio puede también reaccionar y formar vanadatos de sodio, los cuales son extremadamente corrosivos para los materiales empleados en los sistemas de combustión (Kumar et al., 2018).

El carbón es un combustible económico, La forma en la cual se alimenta este combustible suele ser con sistemas de bandas transportadoras, elevadores de cangilones o tornillo sin fin. Todos los anteriores dispuestos para llevar el combustible de la tolva o depósito de almacenamiento al hogar de la caldera (Betancur y Giraldo, 2010).

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

2.1.2.2 Calderas que emplean combustible líquido

Son empleados crudos livianos o pesados, los cuales deben ser atomizados para la combustión. En los casos de combustibles con alta densidad, estos son precalentados para ayudar al bombeo desde el tanque de almacenamiento hasta el quemador (Betancur y Giraldo, 2010).

2.1.2.3 Calderas que emplean combustibles gaseosos

Son los equipos térmicos que emplean gas natural u otros gases; este combustible es más costoso pero su alimentación a los quemadores es sencilla ya que se da por la presión generada al interior de las tuberías. Los sistemas de suministro de gas son integrados por accesorios de tubería y válvulas reguladoras de presión y caudal.

2.1.3 Calderas clasificadas según el tiro

Las calderas también se caracterizan por la forma en la que se realiza el ingreso y la salida del aire; en algunos de estos equipos la admisión y el escape del aire se efectúa por diferencia de densidades, mientras que otros emplean únicamente un ventilador de tiro forzado para el ingreso del aire al quemador. También existen calderas que tienen un ventilador de tiro forzado para entrar aire al quemador y un ventilador de tiro inducido para el escape de los gases. En la Figura 5 se ilustran los diferentes tipos de caldera según su tipo de tiro.

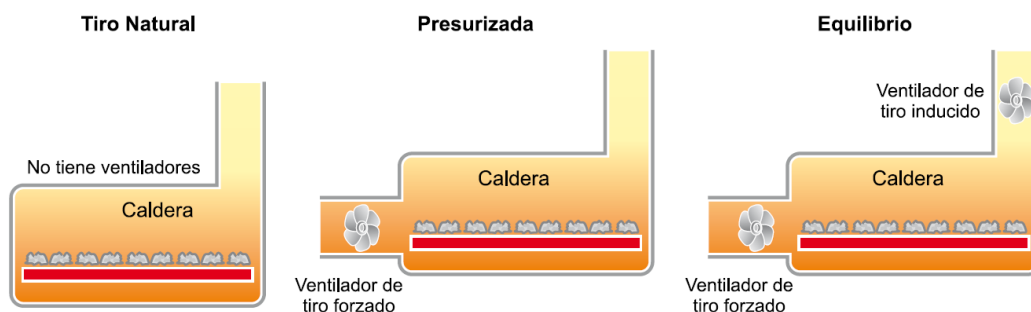


Figura 5: Clasificación de las calderas según el tiro (Betancur y Giraldo, 2010)

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

2.2 Combustión

La combustión es una reacción química producida por la mezcla de combustibles con el oxígeno (O_2) del aire, los cuales al combinarse y mediante la aplicación de una chispa de ignición producen un desprendimiento de calor (McAllister et al., 2011). El calor que se desprende viene de la energía química que poseen las moléculas de los combustibles (Amell et al., 2007).

En las calderas se transforma la energía química del combustible en energía térmica, de la cual se produce vapor de agua, el cual es empleado por diversos procesos de las industrias alimenticias, químicas, entre otras. En la Figura 6 se muestran las posibles conversiones de energía a partir de un proceso de combustión, en un diagrama de flujo.

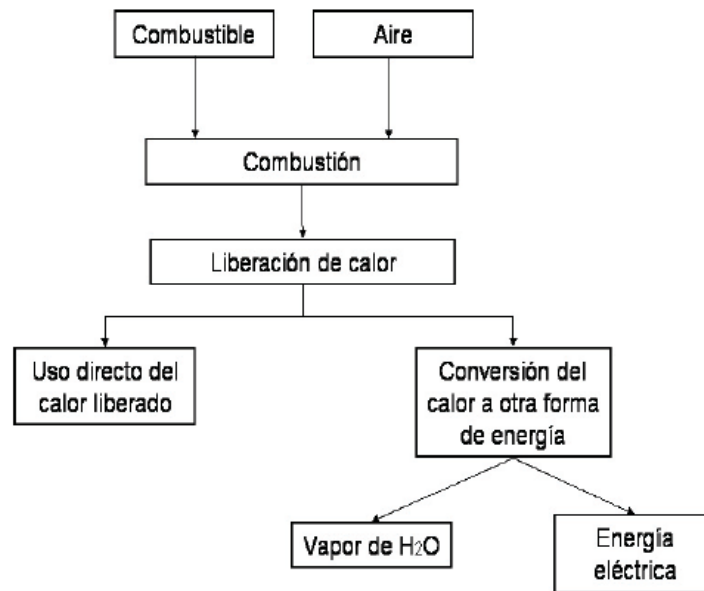


Figura 6: Posibles conversiones de energía a partir de la combustión (Amell et al., 2007).

2.2.1 Exceso de aire

Para un determinado combustible existe una cantidad de oxígeno (O_2), para que la combustión sea completa e ideal (estequiométrica). Sin embargo, en la práctica trabajar con un exceso de aire compensa una relación aire/combustible imperfecta. De acuerdo al diseño del quemador de la caldera, el exceso de aire debe ser el mínimo para reducir la pérdida de calor sensible y la generación de gases contaminantes (Hady et al., 2017). Por ejemplo, las calderas pirotubulares que funcionan

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

con combustible diésel, se emplea un valor mínimo permisible de exceso de aire de 20%. En los casos que el exceso de aire en la combustión esté por debajo de los valores mínimos permisibles, se generan en los gases de combustión hollín o residuos de combustible no quemado que afectan el medio ambiente.

2.2.2 Combustibles

Los combustibles son materias físicas que cuando interactúan con el oxígeno y una fuente de ignición liberan calor por un proceso de oxidación energía térmica. Cada combustible tiene una composición química de la cual depende la energía térmica que es posible obtener el proceso de combustión. El petróleo y el carbón son un ejemplo de combustibles fósiles, que se constituyen como una fuente no renovable de energía.

Por otro lado, la energía eólica, solar, la biomasa, las fuentes de energías fotovoltaicas, entre otros hacen parte de las energías renovables disponibles. Son económicas y no son productoras de agentes contaminantes, son aplicadas en los campos de la telecomunicación, computadoras y dispositivos electrónicos. Pero todas ellas dependen principalmente de las condiciones climáticas, lo que las hace poco eficientes en comparación con los combustibles fósiles.

Los componentes fundamentales de los combustibles fósiles son: carbono (C), hidrógeno (H), azufre (S), oxígeno (O), nitrógeno (N), humedad (H₂O) e impurezas. El carbono, el hidrógeno y el azufre, realizan el desprendimiento de calor en el proceso de combustión. Dependiendo del combustible, las relaciones carbono/hidrógeno cambian; esta relación va en aumento con el orden siguiente para cada combustible: carbón, petróleo, gas licuado del petróleo y gas natural. En la Figura 7, se muestra la estructura típica de los combustibles fósiles y sus correspondientes relaciones carbono/hidrógeno.

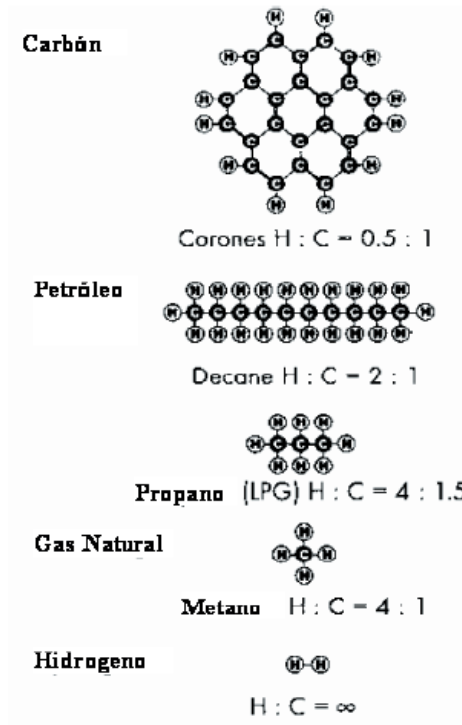


Figura 7: Estructuras típicas de los combustibles fósiles (Amell et al., 2007)

2.2.3 Características de los combustibles

2.2.3.1 Clasificación según su fase

Los combustibles se clasifican en sólidos, líquidos y gaseosos. La madera y el carbón son un claro ejemplo de un combustible sólido, que tienen como característica que al ser sometido a cualquier proceso físico o químico siguen siendo sólidos. El diésel y cualquier otro combustible que fluya y pueda ser bombeado representan un combustible líquido y por su parte el gas natural (como su nombre lo indica) es un combustible gaseoso. La Tabla 3 presenta una breve clasificación de los combustibles.

Tabla 3: Clasificación de los combustibles (*Betancur y Giraldo, 2010*)

Sólidos	Naturales	Maderas y residuos vegetales	
		Carbón	Turbas
			Lignitos
			Hullas
	Antracita		
	Artificiales	Coques (carbón y petróleo)	
Aglomerados y brinquetas			
Carbón vegetal			
Líquidos	Alcoholes	Naturales (fermentación-hidrólisis)	
		Artificiales	
	Residuales	Lejías negras	
	Derivados del petróleo	Gasoleos	
		Fueloleos	
Gaseosos	Residuales	Fuel-Gas	
	GSA Natural	Diferentes familias	
	Gases licuados del petróleo GLP		Propanos y butanos
	Artificiales o elaborados	Gas de alto horno	
		Gas de coque	
		Gas pobre	
		Gas de agua	
		Gas ciudad	
Biogas			

2.2.3.2 Poder calorífico

El poder calorífico es la energía disponible por cantidad de combustible. Es un factor importante en el ámbito comercial, en los sistemas de transporte y distribución y en la especificación de las tecnologías de conversión energética. Es el calor que se puede extraer por efectos de la oxidación completa, a presión atmosférica por unidad de volumen de un combustible (Amell et al., 2007), (Betancur y Giraldo, 2010).

Por lo general el poder calorífico es expresado en las siguientes unidades.

- Combustibles sólidos: $\frac{kWh}{kg}$
- Combustibles líquidos: $\frac{kWh}{kg}$ o $\frac{kWh}{L}$
- Combustibles gaseosos: $\frac{kWh}{kg}$ o $\frac{kWh}{Nm^3}$

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

Donde Nm^3 hace referencia a condiciones normales de operación (273K y 101,325 kPa). En ocasiones se emplea la expresión Sm^3 el cual representa condiciones de presión y temperatura estándar (288,6K y 101,325 kPa). El poder calorífico puede ser superior o inferior:

- Poder calorífico superior (PCS) es aquel que se obtiene en una combustión completa de un kilogramo de combustible a condiciones normales de operación. Este calor se obtiene cuando todos los productos de la combustión salen a la temperatura a la que entraron los reactivos, asumiendo que el vapor de agua sale condensado (Agüero et al., 2004).
- El Poder calorífico inferior (PCI) se halla a partir del poder calorífico superior y se define como el calor que se obtiene cuando el agua que resulta de la combustión del combustible permanece en estado gaseoso. En el ámbito práctico los gases de combustión no alcanzan la temperatura de punto de rocío, por lo que es este valor de poder calorífico el que comúnmente se usa.

2.2.3.3 Temperaturas de combustión y propiedades relacionadas para que ocurra la combustión

- **Temperatura de ignición:** es aquella temperatura en la que ocurre una reacción química en cadena de combustión.
- **Temperatura de auto ignición:** es la temperatura que debe tener un combustible ardiendo para que su llama no se detenga en el proceso de combustión.
- **Límite inferior de inflamabilidad:** Es la mezcla de aire-combustible por debajo de la cual no hay reacción química en cadena, aún en presencia de una fuente de ignición.
- **Límite superior de inflamabilidad:** Es la mezcla de aire-combustible por encima de la cual no hay reacción química en cadena, aún en presencia de una fuente de ignición.

La variable que más efecto tiene en ambos límites de inflamabilidad es la temperatura, ya que si esta aumenta el límite inferior disminuye y el superior se eleva, ampliando el intervalo explosivo (Amell et al., 2007), (Betancur y Giraldo, 2010).

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

2.2.4 Eficiencia de la combustión

La eficiencia de combustión en sistemas térmicos se obtiene restándole al 100% de la energía química suministrada por el combustible a la máquina, la sumatoria de todas las perdidas, tal cual y se ilustra en la Figura 8.

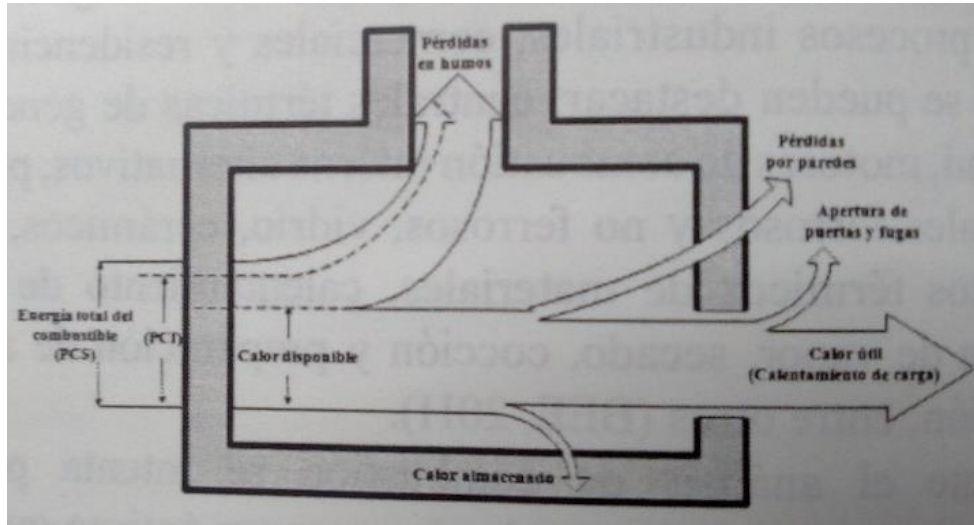


Figura 8: Diagrama Sankey de eficiencia para el balance de energía en un horno (Copete y Herrera, 2011)

El total de las pérdidas de energía en torno a los productos de la combustión especifican la eficiencia de combustión, tal como se muestra en las ecuaciones (1) y (2) (Copete y Herrera, 2011):

$$\eta_c = \frac{\text{calor disponible}}{\text{Energía total}} \times 100 \quad (1)$$

$$\eta_c = \frac{\text{Energía total} - \text{perdidas en productos de combustión}}{\text{Energía total}} \times 100 \quad (2)$$

Donde η_c es la eficiencia de combustión. Una buena eficiencia de combustión, es reflejada por el bajo consumo de combustible.

Para la evaluación de la eficiencia de combustión de un equipo se requiere de un analizador de gases que señale la composición química, un medidor de temperatura y un procedimiento de cálculo que en base a los datos reunidos posibilite saber la eficiencia de combustión, el factor de aireación, y el

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

exceso de aire. Hay variedad de dispositivos para la medición de la composición química de los gases de combustión como los mostrados en la Figura 9.



Figura 9: Analizadores de gases de combustión comunes (Copete y Herrera, 2011)

En la actualidad se emplean otros principios de medición dependiendo del componente que se quiere medir en los gases de combustión, los cuales se presentan en esta Tabla 4 (Copete y Herrera, 2011).

Tabla 4: Principios de medición de gases (Copete y Herrera, 2011)

Principio de medición	Componente medido				
	CO_2	CO	O_2	SO_x	NO_x
Conductividad		X		X	
NDIR	X	X		X	X
NDUV				X	X
Paramagnetismo			X		
Quimioluminiscencia		X			X
Calorimetría					
Ionización de la llama					
Polarografía		X	X	X	X

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

Para realizar la valoración de la combustión, se explica el algoritmo de cálculo expuesto por la norma ASME PTC 4.1, en base al tipo de combustible, la concentración de CO y CO_2 en humos secos y la temperatura de los humos para adquirir la eficiencia de combustión a partir del poder calorífico superior, el factor de aireación y el exceso de aire (Copete y Herrera, 2011). La eficiencia de la combustión a partir del poder calorífico superior (η_c) es expresada por la ecuación (3):

$$\eta_c = 100 - S_p - I_p \quad (3)$$

Donde:

η_c = Eficiencia de combustión en base al PCS.

S_p = Porcentaje de calor sensible perdido por la chimenea.

I_p = Porcentaje de pérdidas por inquemados.

Para el cálculo de las pérdidas por calor sensible se emplea la ecuación (4):

$$S_p = (T_c - T_a) \times \left(\frac{A_1}{\%CO_2} + B \right) \quad (4)$$

Donde:

S_p = Porcentaje de calor sensible perdido por la chimenea.

T_c = Temperatura de los productos de la combustión en la chimenea.

T_a = Temperatura del aire ambiente.

A_1 y B son constantes características según el tipo de combustible. La Tabla 5, presentada a continuación, muestra el valor de dichas constantes para algunos combustibles de uso común (Copete y Herrera, 2011).

Tabla 5: Parámetros de los combustibles comunes (Copete y Herrera, 2011)

n°	Combustible	$\%CO_{2,max}$	A1	B	α	PCS(MJ)	Unidad
1	Gas natural	11,7	0,37	0,007	52	35,9	m^3
2	Carbon bituminoso	18,5	0,672	0	69	30,3	kg
3	Propano	13,7	0,475	0	32	93,2	m^3
4	Fuel oil	15,9	0,61	0	52	41	kg

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

El porcentaje de calor latente que tiene presencia en los productos de la combustión gracias a la combustión incompleta, se ve reflejado en las concentraciones de CO y CO_2 , a partir de la ecuación (5):

$$I_p = \frac{\alpha \times \%CO}{\%CO + CO_2} \quad (5)$$

La variable α se selecciona de acuerdo al combustible y es un valor obtenido de la tabla anterior. El factor de aireación η es una medida del volumen de aire utilizado para la combustión con respecto a al volumen que se requiere para hacer arder el combustible de manera estequiométrica y puede ser calculado con la ecuación (6):

$$\eta = \frac{\%CO_{2,max}}{\%CO_{2,medio}} \quad (6)$$

Cuando se conoce el factor de aireación, el exceso de aire ($\%e$) es evaluado a partir de la ecuación (7):

$$\%e = (\eta - 1) \times 100 \quad (7)$$

La eficiencia de combustión en una caldera, posee un punto ideal para el exceso de aire (ver Figura 10) (Copete y Herrera, 2011).

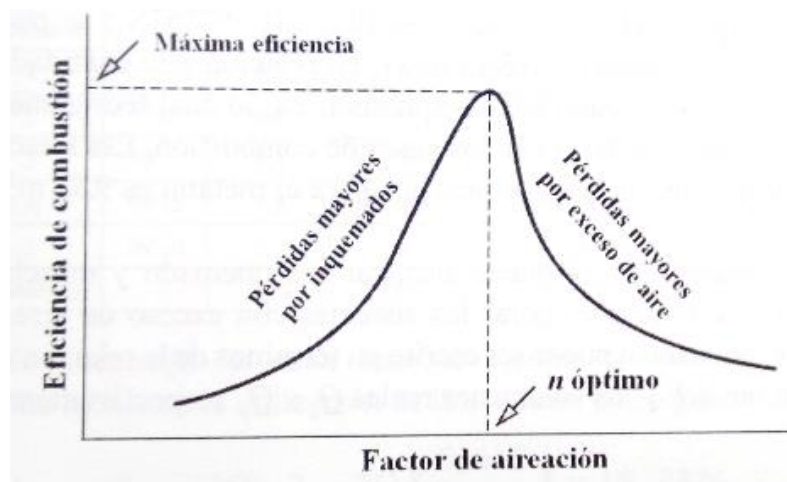


Figura 10: Efectos de exceso de aire sobre la eficiencia de una caldera (Copete y Herrera, 2011)

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

En el caso que el factor de aireación esté por debajo del punto óptimo, las pérdidas por combustible inquemado serán inevitables y la eficiencia de la caldera se verá afectada desfavorablemente. Por otra parte, si se utiliza un factor de aireación mayor al óptimo, se tendrían pérdidas de energía por calor sensible, ya que parte de la energía liberada por la reacción de combustión se utilizaría para precalentar un exceso de aire que no es necesario.

En la Tabla 6 se muestran los valores adecuados de exceso de aire, además de los porcentajes de O_2 y CO_2 sugeridos por la norma EPA/625/R-99/003 de 2001, para diversos combustibles usados en calderas.

Tabla 6: Valores apropiadas de $\%O_2$, $\%CO_2$ y exceso de aire (Copete y Herrera, 2011)

Combustible	$\%O_2$	$\%CO_2$	$\%e$
Gas natural	2,2	10,5	10
Combustibles líquidos derivados del petróleo	4	12,5	20
Carbón	4,5	14,5	25
Madera	5	15,5	30

2.3 Intercambiadores de calor

Son equipos térmicos que se emplean en las empresas que necesitan la transferencia de calor entre fluidos, como es el caso de industrias petroleras, de gas, químicas, entre otras. Así mismo, los intercambiadores de calor son usados en sistemas de refrigeración, ventilación, aire acondicionado, calderas de combustibles fósiles entre otros. Esta transferencia de calor se da gracias a la diferencia de temperatura entre los fluidos, los cuales se transfieren energía térmica desde el punto de elevada temperatura hacia el de baja temperatura (Whalley y Ebrahimi, 2018).

2.3.1 Tipos de intercambiadores de calor

2.3.1.1 Intercambiadores de calor de doble tubo

El intercambiador de calor de doble tubo es aquel que tiene dos tubos concéntricos los cuales contienen fluidos a diferentes temperaturas. Comúnmente para este tipo de intercambiador existen dos configuraciones de flujo: la primera es el flujo paralelo, en el cual ambos fluidos fluyen en la

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

misma dirección. La segunda es el flujo cruzado en el cual ambos fluidos se mueven en direcciones opuestas. La Figura 11 ilustra este tipo de intercambiador tanto en flujo paralelo como para el flujo cruzado.

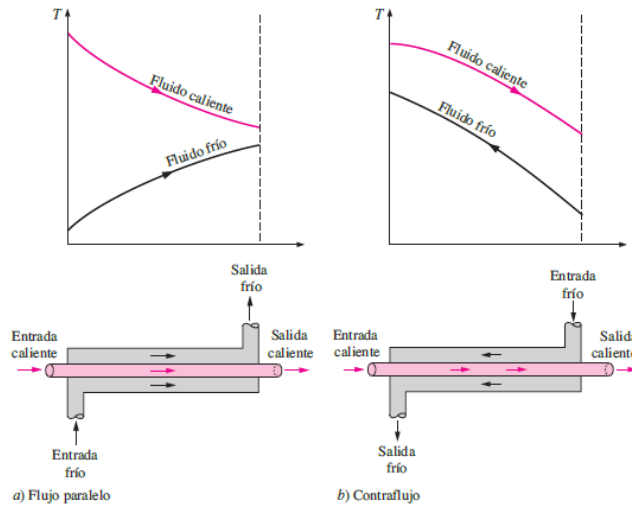


Figura 11: Intercambiador de calor de doble tubo con distintas configuraciones de flujo (Cengel y Ghajar, 2011)

2.3.1.2 Intercambiador de calor compacto y de flujo transversal o cruzado

Utilizado en sistemas de refrigeración gas hacia gas o gas hacia líquido, la dirección de los flujos forma un ángulo de 90° entre sí, alcanzando una gran tasa de transferencia de calor en un volumen muy reducido. La sustancia que se encuentra en el interior de los tubos se considera no mezclada y aquel que está en circulación libre, a medida que transfiere energía térmica se dice que se encuentra mezclada. También existe el caso de que ambos fluidos sean no mezclados; en este caso la sustancia exterior de los tubos fluye entre aletas por espacios separados a medida que intercambia calor.

La razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen se denomina densidad de área β . Los intercambiadores compactos, tales como los radiadores de automóvil, tienen una densidad de área $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. En la Figura 12 se muestran el caso de fluidos no mezclados, mezclados y un intercambiador compacto.

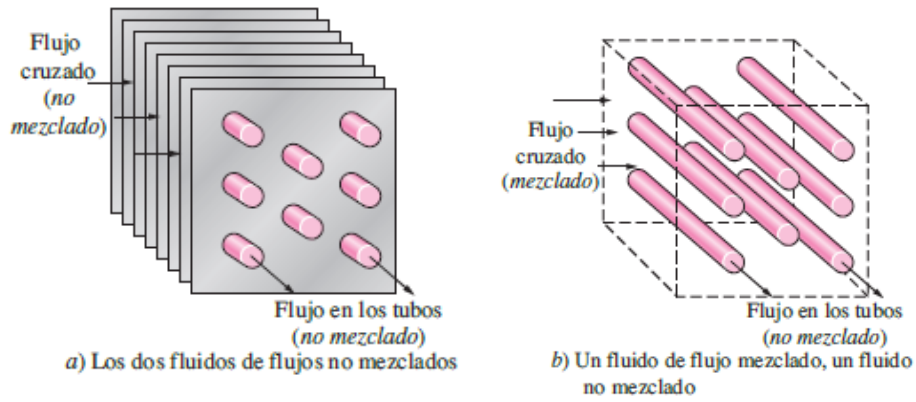


Figura 12: Intercambiadores de calor de flujo cruzado (Cengel y Ghajar, 2011)

2.3.1.3 Intercambiadores de calor de coraza y tubos

Son el tipo de intercambiador más empleado en la industria. Se clasifican por el número de pasos por los tubos y la cantidad de pasos por la coraza: por ejemplo, en la Figura 13 se muestra un intercambiador de calor de dos pasos por la coraza y cuatro por los tubos. Es posible obtener una gran variedad de diseños, ya que la geometría y la distribución de los tubos puede ser modificada cambiando el diámetro, la longitud y la orientación de los tubos. Las disposiciones de tubos más comunes son las cuadradas y las escalonadas.

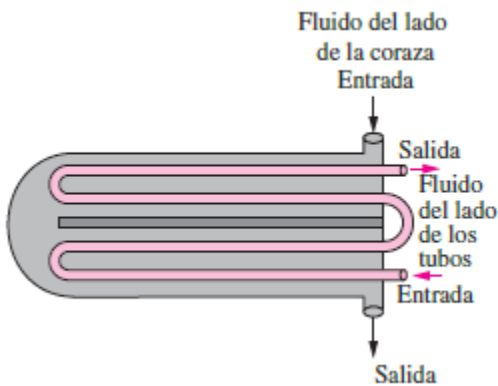


Figura 13: Intercambiador de calor de coraza y tubos (Cengel y Ghajar, 2011)

Este tipo de intercambiadores pueden construirse para altas presiones, de acuerdo al ambiente de trabajo y las diferencias de presiones entre los fluidos que intercambian calor. Es común encontrar diseños que tengan deflectores o baffles, los cuales mejoran la transferencia de calor y sirven de

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

soporte para los tubos. Adicionalmente, estos baffles mantienen la velocidad de la sustancia que se encuentra por fuera de los tubos y absorben las presiones generadas por las vibraciones de los tubos dadas por los cambios de velocidad y presión de los fluidos de trabajo (El-Said y Al-Sood, 2019).

2.3.2 Coeficiente total de transferencia de calor

Para el análisis de intercambiadores de calor es conveniente definir el coeficiente de transferencia de calor total U , tal como se presenta en la ecuación (8):

$$U = \frac{1}{R_{total} A_s} \quad (8)$$

La unidad de medida de U es $W/m^2\text{°C}$, que es la misma que para el coeficiente convectivo de transferencia de calor. La resistencia térmica total R_{total} queda definida en la ecuación (9):

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (9)$$

Donde k es la conductividad térmica del material de los tubos del intercambiador, L es la longitud del tubo y D_o y D_i son los diámetros exterior e interior del tubo correspondientemente. Por otra parte, A_i y A_o son las áreas superficiales de las paredes interior / exterior que separan los dos fluidos que hacen transferencia de calor mientras que h_o y h_i son los coeficientes convectivos exterior e interior respectivamente. A_s se toma como el área superficial promedio entre A_o y A_i .

Por lo general, la conductividad térmica de los tubos es bastante alta y su espesor de pared tiene un calibre menor, por lo que es conveniente descartar el segundo término de la ecuación (9) (la resistencia térmica por conducción). Sumado a eso, si las áreas superficiales de los tubos son semejantes, la ecuación para hallar el coeficiente de transferencia de calor total se simplifica a la ecuación (10):

$$U \approx \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (10)$$

Para hallar el coeficiente convectivo de los fluidos de trabajo, se utiliza la ecuación (11):

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

$$h = \frac{Nu * k}{D} \quad (11)$$

En donde Nu es el número adimensional de Nusselt, k es la conductividad térmica y D el diámetro del tubo. Para hallar el número de Nusselt es necesario conocer el número adimensional de Prandtl, el cual es una propiedad térmica de los fluidos y se encuentra tabulado, así como el número adimensional de Reynolds, el cual se define en la ecuación (14):

$$R_E = \frac{VD}{\nu} \quad (12)$$

Donde ν es la viscosidad cinemática del fluido. En algunas aplicaciones específicas, tales como el dimensionamiento de intercambiadores de coraza y tubo con nanofluidos, es necesario conocer el número de Peclet (Said et al., 2019), adicionalmente al Reynolds, Nusselt y Prandtl ya mencionados. La Tabla 7 presenta valores comunes para U .

Tabla 7: Valores típicos para el coeficiente de transferencia de calor total (Cengel y Ghajar, 2011)

Tipo de intercambiadores de calor	$U, W/m^2\text{°C}$
Agua hacia agua	850 a 1700
Agua hacia aceite	100 a 350
Agua hacia gasolina o queroseno	300 a 1000
Calentadores de agua de alimentación	1000 a 8500
Vapor de agua hacia combustóleo ligero	200 a 400
Vapor de agua hacia combustóleo pesado	50 a 200
Condensador de vapor de agua	1000 a 6000
Condensador de freón (agua enfriada)	800 a 1400
Condensador de amoníaco (agua enfriada)	250 a 700
Gas hacia gas	10 a 40
Agua hacia aire en tubos con aletas (agua en los tubos)	30 a 60+ 400 a 850+
Vapor de agua hacia aire en tubos con aletas (vapor de agua en los tubos)	30 a 300+ 400 a 4000++

(+) con base en el área superficial del lado del agua

(++) con base en el área superficial del lado del agua o del vapor de agua

Debido al trabajo y el tiempo de servicio, es normal que al interior de los tubos de los intercambiadores de calor se creen depósitos de sólidos denominados incrustaciones, las cuales aumentan la resistencia térmica y disminuye la transferencia de calor. Es por ello que en los sistemas de transferencia de calor en los cuales uno de los fluidos es agua, se emplean químicos para tratar el agua con el fin de evitar estas incrustaciones, las cuales aumentan con la elevación de la temperatura y la disminución de la velocidad de los fluidos. Una caldera es un ejemplo de un equipo

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

térmico que requiere agua tratada y de alta pureza para su proceso de evaporación del agua. De tal forma, para el cálculo del coeficiente total de transferencia de calor es necesario agregar los factores R_{fi} y R_{fo} , los cuales corresponden a las incrustaciones interiores y exteriores de transferencia de calor, como se muestra en la ecuación (13). Estos valores pueden ser tomados de tablas como por ejemplo la Tabla 8.

$$U \approx \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + R_{fi} + R_{fo}} \quad (13)$$

Tabla 8: Factor de incrustación para diferentes fluidos (Cengel y Ghajar, 2011)

Fluido		$R_f, m^2\text{C}/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	$T > 50^\circ\text{C}$	0,0002
	$T < 50^\circ\text{C}$	0,0001
Combustóleo		0,0009
Vapor de agua libre de aceite		0,0001
Refrigerantes (líquido)		0,0002
Refrigerantes (vapor)		0,0004
Vapores de alcohol		0,0001
Aire		0,0004

2.4 Método LMTD para análisis de intercambiadores de calor

Este es uno de los métodos más populares para dimensionar intercambiadores de calor (Li et al., 2017). En este método, el calor transferido por un intercambiador de calor se calcula con la ecuación (14):

$$\dot{Q} = F * U * A_s * \Delta T_{ml} \quad (14)$$

Donde \dot{Q} es la tasa de transferencia de calor, F es un factor de corrección (igual a 1 en intercambiadores de tubo concéntrico), A_s es el área superficial de transferencia de calor, U es el coeficiente de transferencia de calor total y ΔT_{ml} es la diferencia de temperatura media logarítmica, la cual entrega mejor resultado que una diferencia de temperatura media aritmética. El cálculo de ΔT_{ml} es diferente para cada tipo de intercambiador. Para los intercambiadores de tubo concéntrico a contraflujo, se tiene por ejemplo las ecuaciones (15), (16) y (17):

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

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (15)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (16)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,ent} \quad (17)$$

En las dos anteriores ecuaciones, las temperaturas que se utilizan son las de entrada y salida del intercambiador:

- $T_{h,in}$ = Temperatura de entrada del fluido caliente al intercambiador.
- $T_{h,out}$ = Temperatura de salida del fluido caliente al intercambiador.
- $T_{c,in}$ = Temperatura de entrada del fluido frío al intercambiador.
- $T_{c,out}$ = Temperatura de salida del fluido frío al intercambiador.

Cabe anotar que, por primera ley de la termodinámica (Cengel y Boles, 2014), el calor que pierde el fluido caliente lo recibe el fluido frío, tal como se expresa en la ecuación (18):

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,in} - T_{c,out}) \quad (18)$$

Donde:

$C_{p,h}$ = Calor específico a presión constante del fluido caliente.

$C_{p,c}$ = Calor específico a presión constante del fluido frío.

\dot{m}_h = Flujo másico del fluido caliente.

\dot{m}_c = Flujo másico del fluido frío.

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

Finalmente, el factor de corrección F es evaluado a partir de gráficas reportadas en la literatura, como lo muestra la Figura 14 para un intercambiador de flujo cruzado:

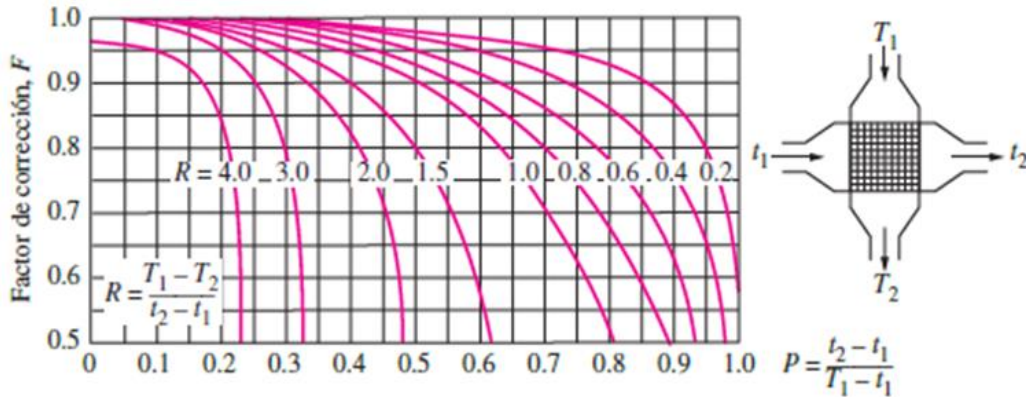


Figura 14: Diagrama de factor de corrección F, para un intercambiador de flujo cruzado (Cengel y Ghajar, 2011)

2.5 Recuperación de calor sensible en los productos de combustión

La eficiencia energética en la utilización de energía es un aspecto muy importante que puede ser mejorado mediante la utilización de intercambiadores de calor para aprovechar la energía térmica disponible en los gases de combustión de procesos industriales. Por ejemplo, en la generación de energía eléctrica en la cual solo un 20-40% de la energía térmica que se le ingresa al equipo es convertido en energía eléctrica, por lo que parte de esta energía térmica se podría recuperar con un intercambiador de calor (Kong et al., 2018).

En gran cantidad de sistemas de calentamiento industrial, los gases de combustión salen de los equipos a temperaturas mayores a la del proceso. Para el caso de los hornos, la pérdida de calor sensible representa el 35-60% de la energía que se le ingresa. Cuanto más elevado sea el exceso de aire y la temperatura de los productos de combustión, se tendrá disponible mayor energía térmica recuperable.

Por ejemplo, el calor sensible recuperable de un horno puede ser utilizado, como se muestra en la Figura 15, para (Copete y Herrera, 2011):

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

- Precalentamiento de la carga
- Precalentamiento del aire de combustión
- Otros procesos industriales externos (generar vapor, calentar agua o aire, entre otros)

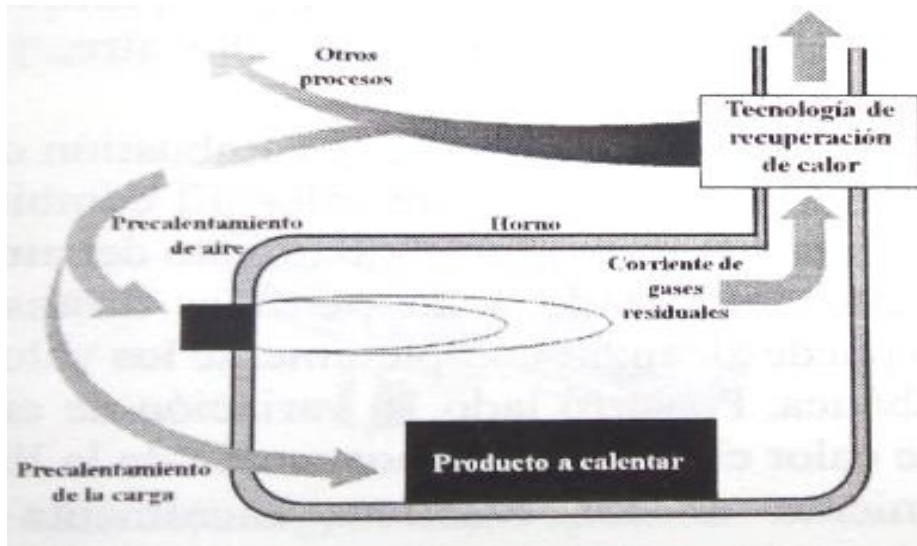


Figura 15: Recuperación de calor residual en hornos (Copete y Herrera, 2011)

2.5.1 Precalentamiento del aire de combustión

El precalentamiento del aire de combustión, a partir del calor generado del mismo, es un proceso en el cual los productos de la combustión entregan energía al aire limpio antes que reaccione. Esto mejora la eficiencia de combustión, minimizando las emisiones y el consumo de combustible.

Un ejemplo de cómo funciona este fenómeno son los quemadores porosos acompañado de la tecnología de un sistema calefactor radiante, ver Figura 16. (Chaelek et al., 2019). Este consta con dos materiales y piezas claves que son un absorbente poroso (PA) hecho en capas de malla de acero inoxidable y un emisor poroso (PE) hecho en acero inoxidable perforado de forma cónica. Esta configuración crea una recirculación de calor de los gases de combustión al aire de combustión. Esto ocurre porque el calor producido en la combustión calienta el material emisor (PE) por radiación, este a su vez emite calor al material absorbente de calor (PA) que actúa como un intercambiador de

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

calor transfiriendo esta energía térmica que absorbe al aire de combustión, el cual se precalienta antes mezclarse con el GLP, aumentando la eficiencia térmica del quemador.

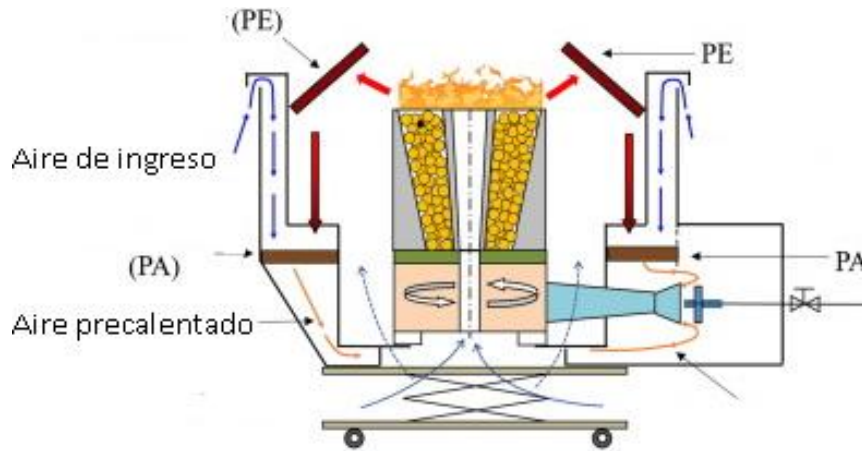


Figura 16: Quemador poroso con sistema de precalentamiento del aire de combustión (Chaelek et al., 2019)

2.5.2 Precalentamiento de la carga

Es posible también aprovechar los gases de combustión para precalentar el producto que se quiere llevar a cierta temperatura. Esto es denominado precalentamiento de la carga, el cual permite obtener un ahorro energético mediante el ahorro de combustible. Este concepto se aplica por lo general a equipos que trabajen a elevada temperatura ($T \geq 400^{\circ}\text{C}$) y en procesos que demandan grandes cantidades de energía térmica. Un ejemplo de esta clase de sistemas son los intercambiadores de recuperación de calor.

2.6 Descripción de la empresa

Super Cerdo Paisa S.A.S es una empresa Antioqueña ubicada en el km 21 vía al hatillo del municipio de Barbosa en Antioquia, líder en el sector porcícola con más de 60 años de experiencia, garantizando a sus consumidores nutrición y bienestar. Su historia comienza en los años 50`s cuando Colombia se fortalecía como país industrial, el sector agropecuario tomaba fuerza y la especialización en los procesos se hacía cada vez más necesaria. En 1957 el Dr. Genaro García San Martín emprende conformar una granja de producción porcícola que le permitiera aplicar sus

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

conocimientos técnicos y académicos. La experiencia del Dr. García dio paso a un gran desarrollo en la región antioqueña, gracias a la selección genética y la tecnificación de los procesos productivos.

Desde sus inicios, los directivos de la Compañía y todo el personal de Supercerdo, trabajan de la mano en busca de aplicar las mejores prácticas de calidad en el desarrollo de la cadena de producción y garantizar la integralidad de sus productos. Por eso en esta compañía se caracteriza el compromiso, calidad y cumplimiento. La Figura 17 representa el logo de la empresa (García, 2019).



Figura 17: Logo Súper cerdo (García, 2019)

2.7 Descripción de la caldera

La caldera que se describe a continuación es un ejemplar fabricado e instalado por TERMOVAPOR, empresa dedicada a la venta, diseño, fabricación, comercialización y alquiler de calderas pirotubulares, acuatubulares y mixtas que utilizan cualquier tipo de combustible.

Este equipo es, de acuerdo al catálogo del fabricante, un modelo horizontal-2p, perteneciente a la referencia serie C R-013-06 tipo stoker, construida e instalada en el año 2000 la cual tiene una capacidad de 40 BHP (caballos de caldera) y una presión de diseño de 150 psi, trabaja con carbón como combustible y es un tipo de caldera acuatubular (Termovapor, 2019). Los datos de placa de la caldera se muestran en la Figura 18.

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



Figura 18: Datos de placa de la caldera de súper cerdo

Esta caldera además posee de una tolva en la cual es depositado el combustible, el cual baja por gravedad hacia el tornillo sin fin que alimenta el carbón hacia el interior del hogar. El proceso de combustión es efectuado mediante la adición de aire por medio de un ventilador de tiro forzado. En la Figura 19 se muestra el hogar de la caldera.

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



Figura 19: Hogar de la caldera

En esta caldera, el agua se encuentra dentro de un recubrimiento metálico que cubre los tubos y por los tubos fluyen los gases calientes que producen la evaporización del agua. Cuando el equipo trabaja sin agua este recubrimiento se fisura y se presentan fugas del líquido, lo que representa un daño grave en la caldera. Estos tubos, mostrados en la Figura 20, a menudo se taponan con hollín lo cual disminuye la transferencia de calor y hace que el equipo pierda eficiencia, por lo cual se realizan trabajos de mantenimiento, en los cuales se procede a la limpieza de estos tubos. Dichos trabajos son realizados por el personal de mantenimiento de la empresa.

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



Figura 20: Tubos de la caldera y trabajos de mantenimiento.

El vapor producido por el equipo es llevado a través de tubería, hacia un distribuidor, desde el cual se suministra de presión a las plantas de proceso de la empresa. Los gases calientes que evaporan el agua y productos de combustión son extraídos del hogar con un ventilador de tiro inducido. El ventilador de tiro inducido y el tanque distribuidor de vapor se muestran en la Figura 21.

En el tanque distribuidor se encuentran las válvulas de bola y de aguja de 1 pulg. con las cuales se manipula el suministro de vapor para las diferentes áreas de proceso de la empresa, estas son: beneficio, desposte y cárnicos en donde se requiere del vapor para diferentes equipos tales como maquinas depiladoras de cerdos, marmitas, hornos de cocción, tanques de cocción y sistemas mezcladores de agua-vapor para los procesos de esterilización de las herramientas de proceso como canastas, cuchillos, entre otros.

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

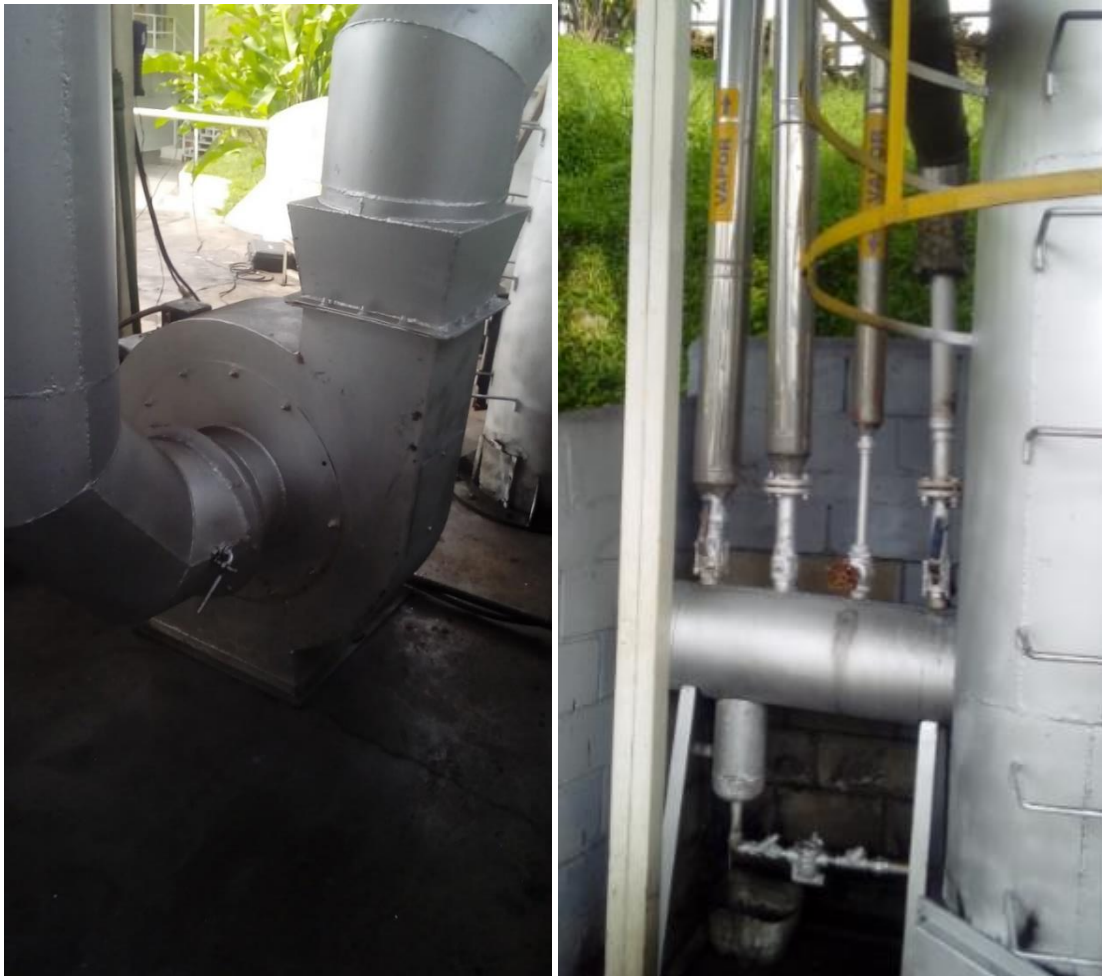


Figura 21: Izquierda: Ventilador de tiro inducido. Derecha: Tanque distribuidor de vapor

En la Figura 22 se muestra la placa de características de la bomba con la cual se abastece de agua la caldera. Esta posee un caudal máximo de 12 gpm, según la curva característica suministrada por el proveedor y la cual se muestra más adelante en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..** La succión de esta bomba es para tubería de $1\frac{1}{4}$ de pulg. y la descarga es de 1 pulg., trabaja a 220 V trifásico. Este es quizás el componente más importante de la caldera ya que sin él no es posible mantener la caldera llena de agua, lo cual por un lado es peligroso para el personal que se encuentre cerca del equipo, perjudicial por que la sobre temperatura ocasiona la falla de los tubos de caldera, además de otros componentes.

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



Figura 22: Placa de características de la bomba de la caldera.

Por otro lado, los componentes eléctricos de la máquina, necesarios para su correcto funcionamiento, son: motores, interruptores manuales/automáticos y relés de programación. Los interruptores mencionados incluyen los de tipo automático, como los de ampolla de mercurio, los cuales responden a cambios de nivel, con los cuales se garantiza que caldera cuente en todo momento con la cantidad de agua necesaria para trabajar de forma segura y efectiva.

2.8 Estado del arte

El estudio energético se ha convertido en una herramienta indispensable para analizar el funcionamiento de diversas máquinas térmicas, con el fin de mejorar el rendimiento de estos equipos para minimizar costos, generar impactos ambientales positivos y estar en acuerdo con las entidades ambientales reguladoras de las industrias.

Un ejemplo de como las técnicas de recuperación de energía térmica tienen su intervención es en una planta para tostado de café, en la cual se tiene una máquina tostadora de café, que posee dos

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

quemadores para proveer con gas caliente este equipo y así realizar el tostado del café. Estos dos quemadores se encuentran distribuidos en serie con el fin que el quemador secundario precaliente el gas de combustión con el cual trabaja el quemador principal. Por este motivo se diseña un intercambiador de calor para recuperar calor de la corriente de salida del quemador secundario y precalentar el aire en su entrada. Logrando este objetivo con un intercambiador de carcasa y tubos, que posee 60 tubos de 3 m de largo y un diámetro de $1\frac{1}{4}$ de pulg. con geometría escalonada y distribución de los fluidos a contraflujo, el cual además posee deflectores para aumentar la eficiencia de transferencia de calor, como se muestra en la Figura 23. El diseño del intercambiador de calor se determina mediante un análisis numérico CFD que se usa para el análisis de intercambiadores de calor, empleando el software de dinámica de fluidos computacional star-CCMP (Milani et al., 2017).

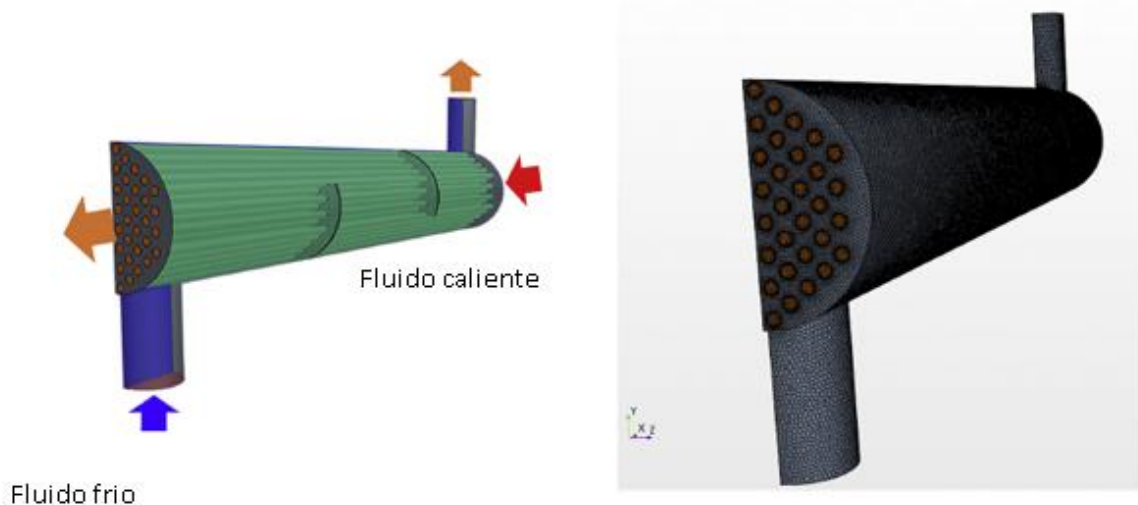


Figura 23: Intercambiador de calor de coraza y tubos para industria cafetera (Milani et al., 2017)

También han sido desarrollado estudios en los cuales se buscan enfoques que ayuden a reducir el consumo de energía, teniendo como alternativa el calentamiento del agua a partir de la quema de un combustible, haciendo circular los gases de escape en tuberías insertadas en tubería de agua de suministro a 23°C formando un intercambiador de calor de doble tubo. Para esto se plantea un código interno fundamentado en el método LMTD para intercambiadores de calor y así obtener la salida principal, el rendimiento del intercambiador de calor que corresponde a la cantidad de calor recuperado de los gases de escape de la caldera, lo cual es determinado de manera numérica y

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

experimental y los datos obtenidos son comparados arrojando un error del 1,4 al 4,7%, el cual disminuye con la elevación de la temperatura de los gases de escape, lo cual refleja la fiabilidad y exactitud del código desarrollado. El procedimiento comienza calculando el caudal y la temperatura. De los gases de escape que salen de la caldera y entran en el intercambiador. El código presenta un costo insignificante en términos de capacidad de almacenamiento y tiempo computacional, además permite vincular el código a otros códigos para simular conceptos más complicados su modo operativo se basa en un procedimiento iterativo manejando las diferentes ecuaciones presentadas en la térmica. En Figura 24 se muestra el intercambiador de calor empleado para el cálculo numérico y experimental (Ramadan et al., 2018).



Figura 24: Intercambiador de calor empleado en calculo experimental (Ramadan et al., 2018)

En otro estudio realizado en una planta de almacenamiento de energía termoquímica, se precalienta un gas de alimentación ($N_2 + 3H_2$) con una reacción de síntesis de amoníaco en un reactor auto térmico lleno de catalizador, que luego de precalentado se divide y una parte de esta reacción fluye a otro reactor y la otra retorna al catalizador (Chen et al., 2018). Aquí se implementa un modelo denominado reactor de recuperación auto térmico para investigar las diferencias entre los perfiles de temperatura y los volúmenes de catalizador requerido. Se elimina el reactor lleno de catalizador y se reemplaza por un intercambiador de calor de tres tubos concéntricos (ver Figura 25). En este equipo el gas de alimentación se precalienta pasando por un tubo exterior y se devuelve por el tubo del medio lleno de catalizador lo que lo convierte en un gas de reacción, por el tubo central fluye CO_2 haciendo un ciclo Brayton y en flujo cruzado respecto al gas de reacción. Con este estudio se demuestra que se puede reducir el volumen de catalizador empleado ya que el gas de alimentación más frío permite reducir la pérdida de calor en el intercambiador de calor.

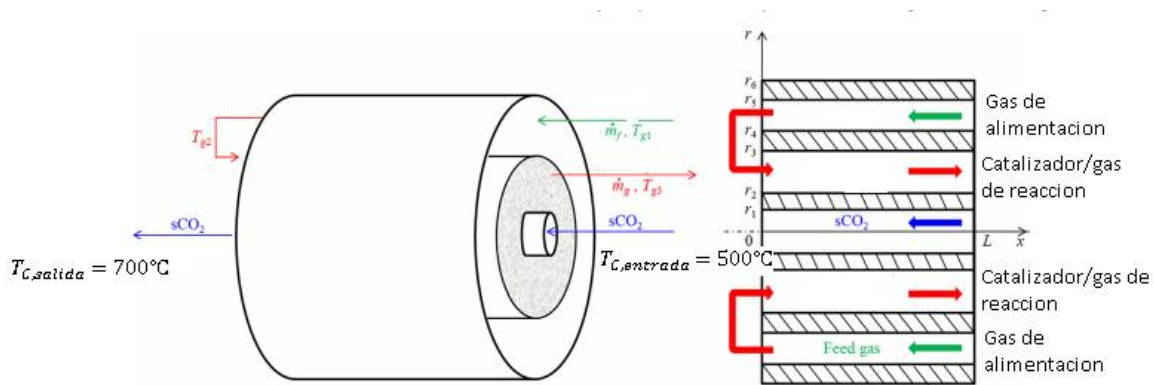


Figura 25: Reactor anular de recuperación auto térmico (Chen et al., 2018)

Donde:

T_g = Temperatura de la mezcla de gas de reacción

T_c = Temperatura del dióxido de carbono supercrítico

\dot{m}_f = Flujo másico de la mezcla de gas de alimentación

\dot{m}_g = Flujo másico de la mezcla de gas de reacción

sCO_2 = Dióxido de carbono supercrítico

Por otro lado, en una fábrica de cemento china inicialmente se diseñaron intercambiadores de calor para recuperar energía térmica de la carcasa de los hornos rotativos por radiación (Du et al., 2018). Estos intercambiadores tenían el fin de precalentar aire usado en procesos de combustión y para precalentar el agua usada en sistemas de calefacción y cogeneración. Para esto se diseñaron diferentes disposiciones de tubos en el intercambiador de recuperación de calor, como la disposición de tubos doblados y la disposición de tubos axiales.

Además, se formaron algunos modelos matemáticos para investigar el rendimiento de recuperación de calor y optimizar la estructura. Pero los diseños realizados cubrían la carcasa del horno en toda su extensión y las diferencias de temperatura no eran uniformes a lo largo del horno rotativo debido a que este se encontraba dividido en secciones, por lo cual los intercambiadores de calor debían calcularse para las condiciones de cada sección.

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

De esta forma se diseñaron 9 intercambiadores de calor, que poseen geometrías de tres tipos hexagonal, tubos en espiral y tubos enrollados. El fluido de trabajo en el interior de los tubos es el agua. En estos intercambiadores de calor se presentan resultados experimentales para analizar los efectos del agua. Temperatura en la entrada, presión del agua en la entrada, caudal de fluido, empleando instrumentos de medición tales como el calorímetro, válvulas reguladoras de caudal y determinar factores que influyen en las tasas de transferencia de calor y lograr una optimización.

Los resultados muestran que el rendimiento de recuperación de calor podría mejorarse añadiendo superficies de transferencia de calor por convección. En la Figura 26 se ilustra el horno rotatorio con el sistema de recuperación de calor analizado.

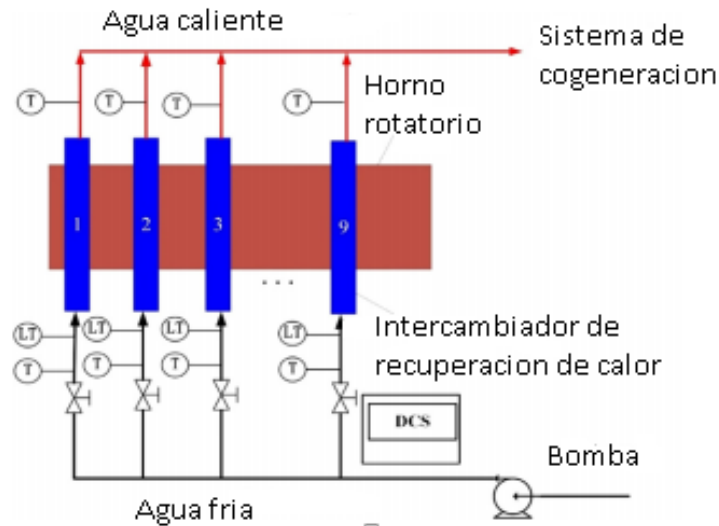


Figura 26: Sistema de recuperación de calor por radiación en un horno rotativo (Du et al., 2018)

También existe un estudio, que implementa el viento corona para la recuperación de energía térmica de los gases de escape. Es una conversión de energía electro-fluida, en la cual la dinámica del aire en masa es inducida por un Descarga de corona entre electrodos como un alambre y una placa, estos Inducen corriente eléctrica por los electrodos, los cuales generan un campo eléctrico que ioniza con iones y electrones las moléculas del aire de los gases de combustión para que fluyan en direcciones opuestas colisionando y transfiriendo inercia. Este fenómeno es denominado viento de corona.las descargas de corona descomponen el dióxido de carbono purificando los gases de escape. En la Figura 27 se ilustra el intercambiador de calor de carcasa y tubos de aletas con electros de tungsteno (Shin et al., 2018).

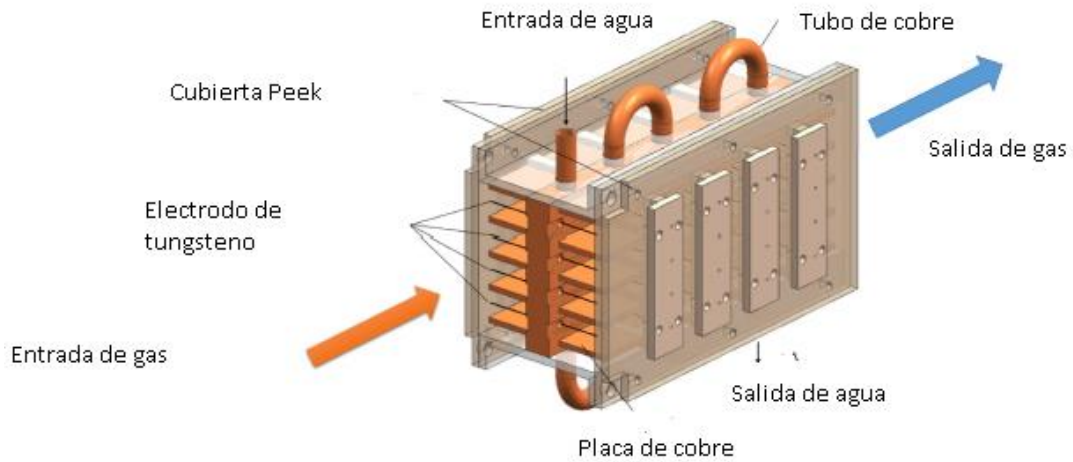


Figura 27: Intercambiador de calor de carcasa y tubos de aletas con electros de tungsteno (Shin et al., 2018)

En otro estudio, en un taller de pintura automotriz se reutilizó el calor generado por el horno de pintura, residuos de calor del sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado, para calentar agua, llevándola a una temperatura de 110°C. Aprovechando una energía disponible de 932 kW, la cual mediante la utilización de un recuperador de calor con una tubería especial de sección circular aplanada recuperan 885 kW de energía, alcanzando una eficiencia del 95% en el recuperador. Esta agua caliente se suministra para un proceso de conservación del aceite y además se obtiene una reducción de compuestos volátiles al interior de la cabina de pintura. En la Figura 28 se muestra un esquema del proceso (Sharma y Gaikwad, 2015).

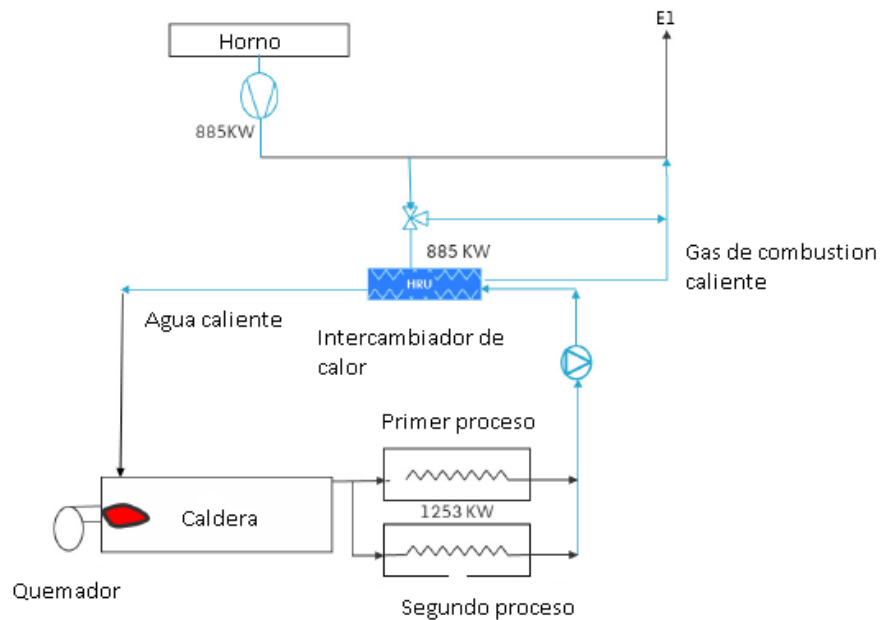


Figura 28: Sistema de recuperación de calor con recuperador de calor regenerativo (Sharma y Gaikwad, 2015)

Sumado a estos estudios de aprovechamiento energético, se han hecho investigaciones donde requieren recuperar el calor residual de los gases de escape de un motor diésel con cilindros de 10kw de capacidad, realizando pruebas de laboratorio al motor diésel, para así obtener experimentalmente los datos de flujo másico de los gases de escape del motor, temperaturas de los fluidos, entre otros. Mediante la aplicación de las ecuaciones de transferencia de calor y el método de LMTD, demuestran que los tubos helicoidales enrollados son superiores a los tubos rectos, empleándolos en aplicaciones de transferencia de calor. En la Figura 29 se muestra la geometría y dimensiones de este recuperador de calor de tubos helicoidales (Joshi y Anand, 2015).

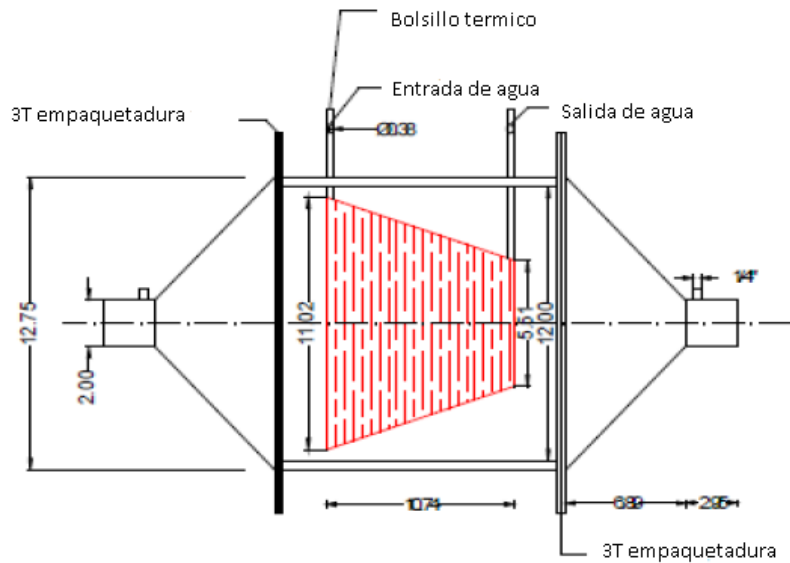


Figura 29: Recuperador de calor de tubos helicoidales (Joshi y Anand, 2015)

En otro estudio, se utilizó gas de combustión caliente como fuente de calor. Extraído por un conjunto de bobinas helicoidales con tubos de cobre. El fluido de trabajo experimental dentro de las bobinas es agua des ionizada en estado de flujo laminar completamente desarrollado con la cual se pretender enfriar los gases de productos de la combustión, además se propone investigar los fenómenos que ocurren con este fluido bajo estas características.

El agua es bombeada al sistema por una bomba centrífuga. El sistema en el que se prueban las bobinas de transferencia de calor consta de un tanque de almacenamiento controlado con un caudal de $2 L/min$ con el uso de válvulas de aguja y temperatura mediante el uso de un calentador eléctrico que mantenía el agua entre $40-50^{\circ}C$ antes de que ingresara el agua al intercambiador de calor donde la temperatura del fluido de trabajo se mide en tres puntos inferior, medio y superior, con el uso de termopares tipo K ubicados en la superficie exterior de los tubos y asumiendo una resistencia térmica del espesor del tubo igual a cero.

El agua que sale de las bobinas en espiral pasa por una unidad de enfriamiento antes de llegar al tanque que abastece a la bomba de agua que requiere un caudal que se controla por una válvula de aguja y un control de derivación de flujo, el esquema del sistema puede visualizarse en la Figura 30 y el intercambiador de calor helicoidal en la Figura 31.

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

Los coeficientes de transferencia de calor por convección del tubo enrollado interior del agua des ionizada y el calor total se determinaron bajo el método de LMTD a contraflujo en base de las distribuciones de temperatura del fluido caliente que se sostuvo en un rango de temperaturas de 170 – 230°C en pruebas experimentales mediante la regulación del flujo tasas de entrada de aire y gas GLP usando el regulador de flujo de aire y la válvula de aguja GLP, respectivamente y el agua des ionizada.

Este estudio entrego como resultado que el agua des ionizada con glicerol ofrece mejor transferencia de calor que el agua normal debido a su bajo contenido de sustancias sólidas, el diámetro del tubo más pequeño dio un mejor coeficiente de transferencia de calor total en el lado del agua y cuando el número de Reynolds superaba los 3500, el diámetro del tubo es mayor. El diámetro de la bobina más pequeña parece mejorar el coeficiente de transferencia de calor general (Kong et al., 2018).

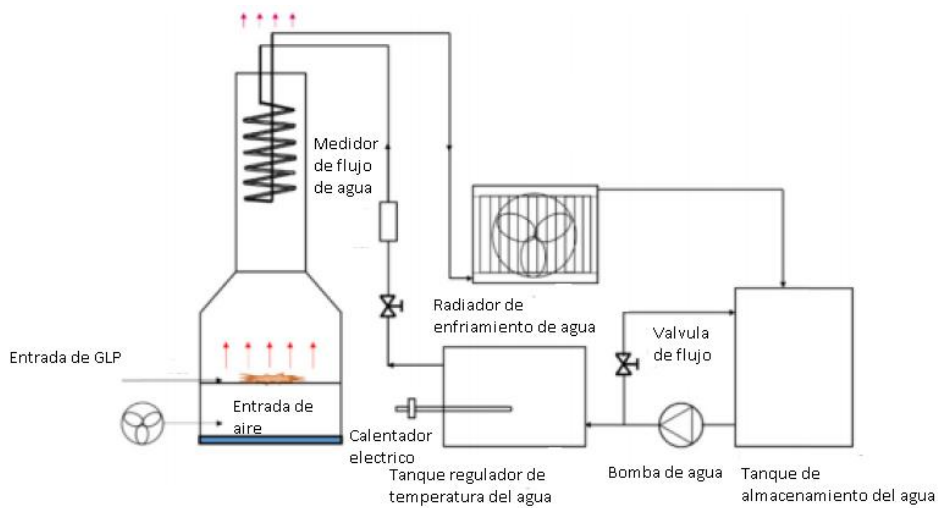


Figura 30: Sistema de recuperación de calor con intercambiador de calor helicoidal vertical (Kong et al., 2018)

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

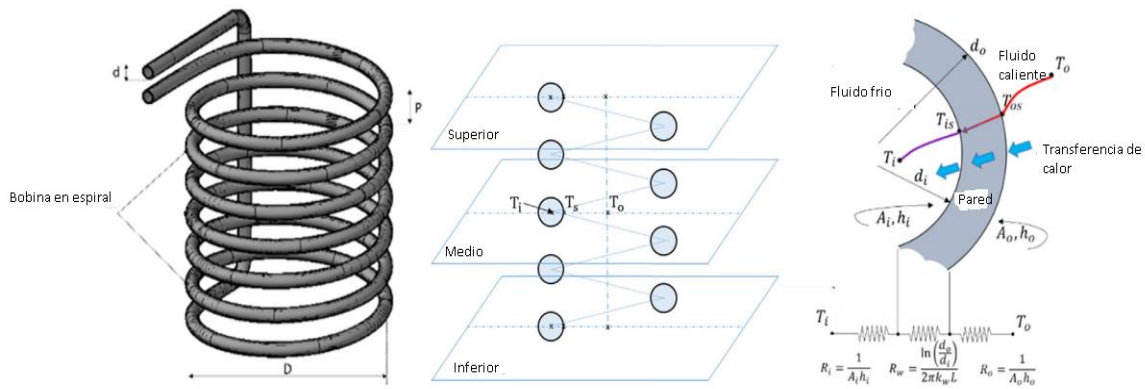


Figura 31: Intercambiador de calor helicoidal vertical (Kong et al., 2018)

Donde:

i = Interno

o = Externo

s = Superficie de la pared del tubo

p = Paso de la bobina

D = Diámetro de la bobina

d = Diámetro de tubo enrollado

T = Temperatura

A = Área

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

R = Resistencia térmica

k = Conductividad térmica

L = Longitud

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

Los gases productos de la combustión de calderas son evacuados a la atmósfera a elevadas temperaturas, lo que es un impacto ambiental ya que estos gases no pueden ser llevados al ambiente a más de 250 °C. Existen intercambiadores de calor líquido-gas para el enfriamiento del aire los cuales, mediante el método de superficie extendida por aletas, al interior, exterior o en ambas superficies del tubo, que mejoran el rendimiento de transferencia de calor del equipo (Wang et al., 2014). En este estudio se presentan las diferentes configuraciones de aletas, por ejemplo la aleta de geometría circular presentada en la Figura 32.

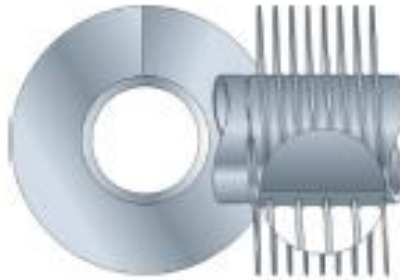


Figura 32: Tubo con aletas de sección circular (Wang et al., 2014)

Por otro lado, la necesidad del diseño de recuperadores de calor más compactos es un caso de estudio en donde, al diseñarse un intercambiador de calor utilizando el pre dimensionamiento con valores recomendados para la velocidad del flujo de gases y empleando ecuaciones para el cálculo de convección. Se obtuvo un intercambiador con una longitud de transferencia de calor de 3.7-5.5m y con un peso aproximado de 1-1.2 toneladas, el cual no era aceptable para aplicaciones automotrices. Se opta por el diseño de un intercambiado de calor de tubos corrugados como una solución más interesante, ya que ofrecía ventajas en la relación peso y longitud pasando de un diámetro de tubería de 500mm a uno de 50mm, espesores de paredes menores y coeficientes convectivos más altos para los mismos gases de combustión. La Figura 33 muestra la tubería corrugada y caracterización geométrica del ducto de escape. (Antonescu y Stanescu, 2017)

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

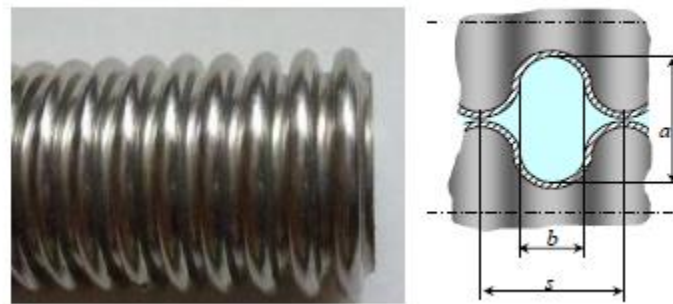


Figura 33: Tubos corrugados de un intercambiador de calor (Antonescu y Stanescu, 2017)

En la industria textil es común aprovechar los gases de la chimenea para precalentar aire utilizado y mejorar la eficiencia de combustión de la caldera. Se utilizan intercambiadores de calor de corza-tubos o tubos concéntricos, donde el fluido caliente pasa por dentro del tubo interior y el fluido frío por el exterior, entre otros diseños. Se emplea también el software ANSYS para obtener diseños mejorados y óptimos para intercambiadores de calor. Este programa permite hacer simulaciones que se fundamentan en la ecuación de energía y los balances de masa, determinados por las temperaturas de los fluidos de proceso, propiedades de los gases de escape y aire, y las tasas de flujo. La Figura 34 muestra esquemáticamente los datos usados en el análisis (Pattanapunt et al., 2013).

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

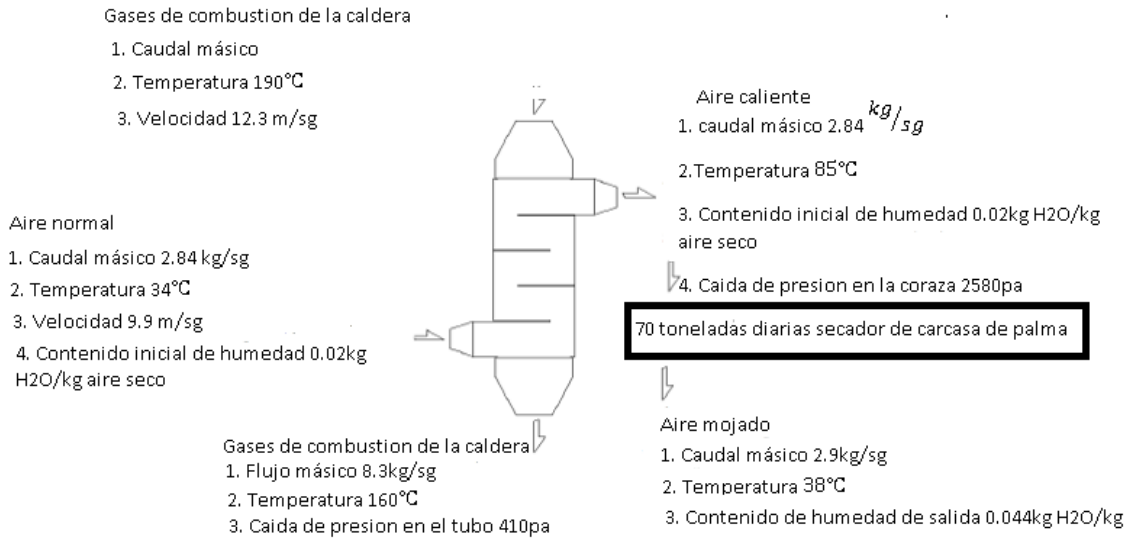


Figura 34: Datos usados para la simulación en el diseño de un intercambiador de calor (Pattanapunt et al., 2013) .

Algunos estudios optimizan los recorridos que hace el vapor desde su generación hasta los puntos de consumo. Utilizan el aire expulsado por las turbinas para alimentar el aire de combustión de la caldera acoplada a la turbina, lo cual reduce el consumo de energía eléctrica, porque no requiere la caldera de un ventilador de tiro forzado para airear el proceso químico de combustión (Calderón y Caraballo, 2017).

Para el año 2008 fue realizado en la Universidad de Bolívar un análisis de eficiencia energética y de combustión. Analizan como es el funcionamiento una caldera, calculando su eficiencia energética teniendo en cuenta las pérdidas de calor por las paredes de la caldera y la tubería, los gases productos de la combustión, mala combustión entre otros aspectos. Además, se estimó el impacto ambiental generado por la liberación al ambiente de gases a alta temperatura (Caicedo, 2008).

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

3. METODOLOGÍA

3.1 Toma de datos

Primero se va a determinar el potencial energético actual de los gases de combustión emitidos por la caldera, además serán evaluadas la velocidad y la composición química de dichos gases. También la temperatura y el consumo de agua potable que consume el equipo son medidos.

Por otro lado, el diámetro de la chimenea se va a medir y así mismo la tubería necesaria para la instalación del recuperador de calor. El consumo de químico para tratar el agua de la caldera y la cantidad de escoria generada por el proceso normal de combustión de la máquina van a calcularse.

Para el potencial energético se midió la temperatura de los gases de la chimenea. Esto se determinó con un termopar tipo J que registra el dato de temperatura en un controlador de temperatura Maxthermo MC5438, que sirve como indicador. Esta medida se tomó con el equipo trabajando en proceso ubicando el termopar en la entrada de los gases de combustión a la caldera.

La velocidad de los gases se midió con anemómetro digital con sonda tipo tubo Pitot y la composición de los gases se midió con analizador de gases Bacharach PCA3-225. Para estos dos últimos datos se contó con apoyo de la empresa Cohintec, dedicada a la realización de pruebas isocinéticas, la cual cuenta con estos equipos de medición especializados. Junto con esta empresa se realizaron las medidas el día 17 de septiembre del 2018. Durante estas pruebas se garantizó que la caldera estuviera en funcionamiento, con una presión de vapor generado por debajo de 95 psi para evitar el apagado por los controles de presión.

La temperatura del agua que alimenta la caldera de vapor se midió con la sonda de temperatura tipo J mencionada anteriormente. Para determinar el consumo de agua de la caldera, se instaló un contador de agua en la tubería que abastece de agua potable al equipo. El contador entrega el dato en volumen, por lo que se divide por el tiempo de muestreo. Este corresponde a un lapso de 24 horas. Este dato se tomó durante una semana, reportando en este trabajo solo el valor promedio. Este resultado se emplea para los cálculos del recuperador de calor diseñado.

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

El diámetro de la tubería de la chimenea se midió con un flexómetro, en un momento en el que la caldera se encontraba apagada para evitar contacto con superficies calientes. Con el flexómetro también se midieron los metros de tubería necesaria para la instalación del recuperador de calor, medidos desde la descarga de la bomba hasta la chimenea y desde esta hasta la entrada de la caldera. Esta tubería se tiene en cuenta en los costos de fabricación del recuperador.

Para realizar seguimiento a los residuos sólidos generados en el hogar de la caldera, debido a la combustión del carbón, se saca una muestra de la escoria producida en aproximadamente 1 hora de trabajo de la caldera en un día normal de proceso de la planta. Esta muestra se lleva hacia una báscula digital para realizar el pesaje en kg. Este proceso se repite durante una semana de trabajo y se obtiene el valor promedio con el que se realizan los cálculos. Finalmente, el consumo de químico de tratamiento del agua fue registrado en un periodo de 3 meses.

3.2 Cálculo del calor recuperable

El calor recuperable de los gases se calcula como (Cengel y Boles, 2014):

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gases}(h_{out} - h_{in}) \quad (19)$$

Donde:

\dot{Q} = Tasa de transferencia de calor

\dot{m}_{gases} = Flujo másico de los gases

h_{out} = Entalpia de salida

h_{in} = Entalpia de entrada

El flujo másico de los gases de combustión es (Mott, 2006):

$$\dot{m} = \rho_{MEZCLA} * V * A \quad (20)$$

Donde:

ρ_{MEZCLA} = Densidad de la mezcla

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

V = Velocidad

A = Área de la sección transversal de la tubería

Dado que los gases de combustión son una mezcla de gases, la densidad se calcula con la fracción molar (o volumétrica) de cada especie, su peso molecular W y la densidad de cada componente, a partir de la ecuación de gas ideal para la mezcla (Cengel y Boles, 2014), (Moran et al., 2018):

$$\rho_{gases} = \sum X_i * MW_i * \frac{P}{RT} \quad (21)$$

Donde:

ρ_{gases} = Densidad de los gases

MW_i = Peso molecular

X_i = Fracción molar de la especie i

P = Presión

T = Temperatura

R = Constante del gas

Cabe anotar que la temperatura en la anterior ecuación es absoluta (en Kelvin) y la presión también debe ser absoluta (Mott, 2006):

$$P_{absoluta} = P_{manometrica} + P_{atmosferica} \quad (22)$$

Donde:

$P_{absoluta}$ = Presión absoluta

$P_{manometrica}$ = Presión manométrica

$P_{atmosferica}$ = Presión atmosférica

Donde $P_{atmosferica}$ es aproximadamente 86 kPa (EPM, 2019). En este informe los gases de combustión se aproximan como una mezcla de oxígeno, dióxido de carbono y nitrógeno para

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

calcular la entalpia de la mezcla, ya que en la realidad los gases de combustión contienen material particulado, hollín, argón, helio, vapor de agua entre otros. En la Tabla 9 se presentan las fracciones volumétricas y los pesos moleculares de cada uno de estos componentes:

Tabla 9: Fracción volumétrica y peso molecular de cada especie

Especie	Fracción molar (volumetrica)	Peso molecular MW (kg/kmol)
O_2	0,081	32
CO_2	0,117	44
N_2	0,802	28

Las entalpías del gas se obtienen de la siguiente expresión (Cengel y Boles, 2014):

$$h_{gas} = \sum Y_i * h_i \quad (23)$$

Donde:

Y_i = Fracción másica de la especie i

h_{gas} = Entalpia del gas

h_i = Entalpia de cada componente

Donde la fracción másica Y de cada especie se puede calcular con la siguiente expresión (Cengel y Boles, 2014), (Reaction Design, 2015):

$$Y_i = X_i * \frac{MW_i}{MW_{mezcla}} \quad (24)$$

Donde:

Y_i = Fracción másica de la especie i

X_i = Fracción molar de la especie i

MW_i = Peso molecular de cada especie química

MW_{mezcla} = Peso molecular de la mezcla

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

El peso molecular de la mezcla de gases se calcula como (Cengel y Boles, 2014), (Reaction Design, 2015):

$$MW_{mezcla} = \sum_i X_i * MW_i \quad (25)$$

Donde

MW_{mezcla} = Peso molecular de la mezcla

X_i = Fracción molar de cada especie química

MW_i = Peso molecular de cada especie química

3.3 Selección y cálculo de las temperaturas de salida del intercambiador

Para diseñar el recuperador de calor para el aprovechamiento energético de los gases, productos de la combustión de la caldera piro-tubular de la empresa, primero se seleccionó el tipo de intercambiador con base en los conceptos expuestos en el marco teórico. Para los cálculos de este intercambiador se emplean correlaciones empíricas reportadas de la literatura, con lo que se obtendrán las temperaturas de salida del recuperador y el calor recuperado. Las ecuaciones utilizadas se basaron en el método LMTD de diseño de intercambiadores de calor, donde el calor se estima con la siguiente expresión (Bergman y Lavine, 2018):

$$\dot{Q} = h \times A_s \times \Delta T_{ml} \quad (26)$$

Donde:

\dot{Q} = Tasa de transferencia de calor

h = Coeficiente de transferencia de calor del intercambiador del lado externo a los tubos

A_s = Área superficial

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica

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

La temperatura media logarítmica es (Cengel y Boles, 2014):

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln \frac{(T_s - T_e)}{(T_s - T_i)}} \quad (27)$$

Donde:

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica

T_s = Temperatura superficial del fluido que por dentro de los tubos

T_e = Temperatura de salida del fluido que va por fuera de los tubos

T_i = Temperatura de entrada del fluido que va por fuera de los tubos

La temperatura de salida del fluido que va por fuera de los tubos (agua en este caso) es (Cengel y Ghajar, 2011):

$$T_e = T_s - (T_s - T_i)e^{-\left(\frac{A_s \times h}{\dot{m} \times C_p}\right)} \quad (28)$$

Donde:

T_s = Temperatura superficial del fluido que por dentro de los tubos

T_e = Temperatura de salida del fluido que va por fuera de los tubos

T_i = Temperatura de entrada del fluido que va por fuera de los tubos

h = Coeficiente de transferencia de calor del intercambiador del lado externo a los tubos

A_s = Área superficial

C_p = Calor específico

\dot{m} = Flujo másico de los gases

El área superficial y el flujo másico se determinan como sigue (Cengel y Ghajar, 2011):

$$A_s = N\pi DL \quad (29)$$

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

Donde

A_s = Área superficial

N = Número total de tubos

D = Diámetro de tubo

L = Longitud

El coeficiente convectivo h se calcula como (Cengel y Ghajar, 2011):

$$h = \frac{N_U \times k}{D} \quad (30)$$

Donde

N_U = Número Nusselt

k = Conductividad térmica

D = Diámetro de tubo

Para determinar el número de Nusselt se utilizaron correlaciones específicas para el tipo de equipo en particular -banco de tubos- (Zukauskas, 1987):

$$N_{u} = FC \times 1.04 \times R_E^{0.4} \times P_r^{0.36} \times \left(\frac{P_r}{P_{RS}} \right)^{0.25} \quad (31)$$

Donde:

N_U = Número de Nusselt

FC = Factor de corrección

R_E = Número de Reynolds

P_r = Número de Prandtl

P_{RS} = Número de Prandtl superficial

El número de Reynolds para este caso es (Mott, 2006):

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

$$R_E = \frac{V_{max} D \rho}{\mu} \quad (32)$$

Donde:

R_E = Número de Reynolds

V_{max} = Velocidad máxima

D = Diámetro

ρ = Densidad

μ = Viscosidad dinámica

La velocidad máxima es la que se obtiene entre tubos se estima a partir de la geometría del intercambiador.

3.4 Evaluación impacto ambiental y económico

Finalmente se evaluó el impacto ambiental y económico que puede generar el recuperador. A partir del calor recuperado se estimó la cantidad de carbón que dejará de quemar y con esto el ahorro económico y el beneficio ambiental. El impacto ambiental se analizó de manera teórica con base en los índices de emisiones, que indican como la reducción de consumo de carbón disminuye los kilogramos de CO₂ emitidos al ambiente. Una vez obtenidas las dimensiones y material del recuperador, se procedió a realizar una estimación de los costos de fabricación del equipo consultando con empresas locales.

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

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Toma de datos en sitio

En la

Figura 35 se pueden observar los resultados obtenidos por el analizador de gases además en la Tabla 10 se encuentran los datos obtenidos con el analizador de gases. Este equipo reporta la composición de los gases de combustión en la chimenea, para lo cual utiliza una sonda que remueve la humedad de los mismos.

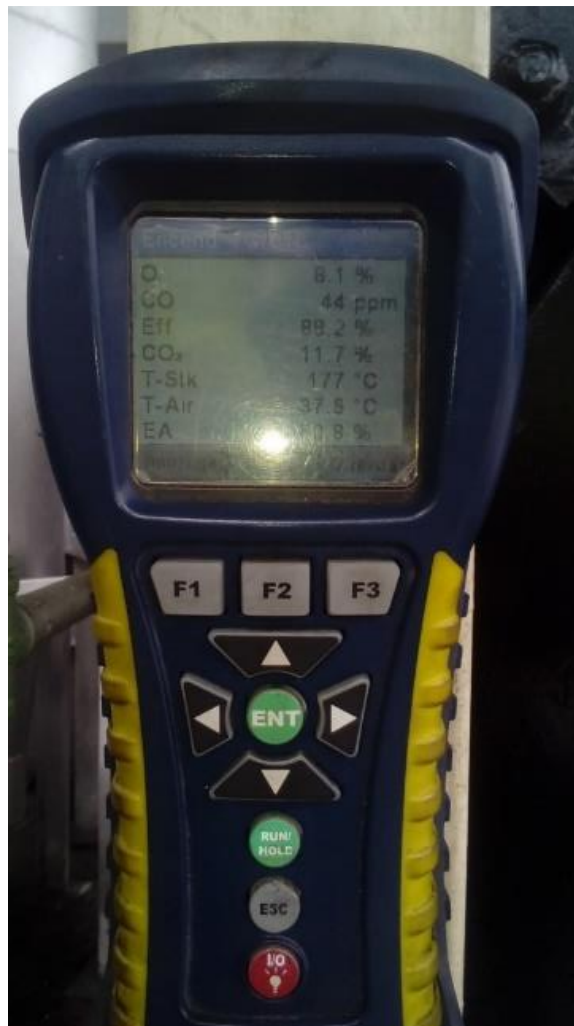


Figura 35: Analizador de gases

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

Tabla 10: Datos obtenidos con el analizador de gases

O ₂	8,10%
CO	44 ppm
Eff	88,20%
CO ₂	11.7%
T-Stk	177°C
T-Air	37,5°C

En la Figura 36 se evidencia el registro de los instrumentos de medición que intalan en la caldera durante la prueba de emisiones de gases contaminantes. Entre ellos se encuentra el dato de velocidad local y temperatura de los gases en la chimenea. Estos datos se tabularon en excel (ver Tabla 11) y para los cálculos se utiliza el valor promedio de estos datos.

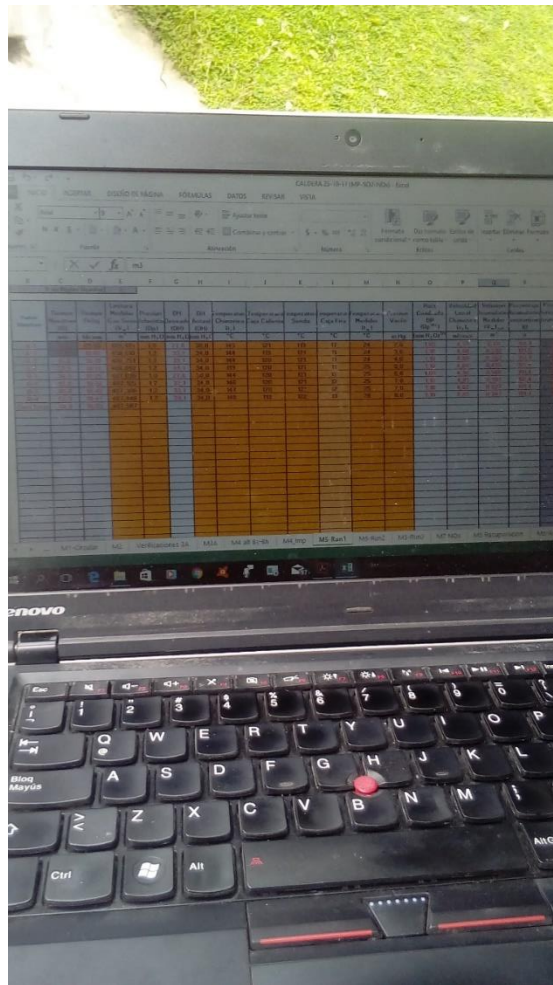


Figura 36: Resultados de los instrumentos de medición.

Tabla 11: Dato de medición de temperatura y velocidad del aire en la chimenea

Temperatura de la chimenea	Velocidad local de la chimenea
°C	m/s
145	4,39
145	4,6
145	4,8
149	4,66
146	4,38
148	4,8

En la Figura 37 se presenta la medición del tamaño de la tubería, el cual da un diámetro de tubería de 18 pulgadas. Este es un dato clave para el diseño del recuperador de calor porque con base en esta medida se sabe qué cantidad de tubos caben dentro del ducto.



Figura 37: Medición del diámetro de la chimenea de la caldera.

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

La Figura 38 muestra el contador de agua que se instaló en la tubería que abastece de agua potable la caldera para la producción de vapor. El dato fue tomado en un lapso de tiempo de 24 horas, con la caldera trabajando, el resultado que se obtuvo es un caudal de $6,29 \times 10^{-5} m^3/s$. Este resultado se emplea para los cálculos del recuperador de calor diseñado en esta sección.



Figura 38: Contador de agua para el consumo de la caldera.

Se registra la temperatura con el termopar en un controlador de temperatura maxthermo MC5438, que sirve como indicador y que indica $150^{\circ}C$, el cual se muestra en la Figura 39.



Figura 39: Dato de temperatura tomado en la chimenea de la caldera

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

En la Figura 40 se evidencia la medición de la tubería necesaria para llevar el agua hasta el recuperador y hasta la caldera. Esta tubería es de 1 pulgada en acero inoxidable, de 7,8m largo, sin incluir la tubería necesaria en el recuperador de calor directamente.



Figura 40: Medición de la tubería necesaria para la instalación de recuperador

Del pesaje de la muestra de escoria de carbón, se obtiene como resultado una masa de 38,25 kg, tal y como se aprecia en la Figura 41.



Figura 41: Escoria de carbón residuo de combustión.

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

La temperatura de entrada del agua a la caldera se midió con un termopar y es aproximadamente 23°C (Figura 34). También se midió la temperatura del agua en la toma del contador y dio 20°C. Esta última es la temperatura que se asumió para los cálculos del recuperador.



Figura 42: Toma de temperatura del agua de la caldera.

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

4.2 Cálculo del calor recuperable de los gases de combustión

Los resultados del calor recuperable se presentan en la Figura 43. Los cálculos fueron realizados en el software EES-Engineering Equation Solver de acuerdo a lo explicado en la sección 3.2 y se presentan en el anexo de este trabajo.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$A_{chimenea} = 0,1642 \text{ [m}^2\text{]}$	$Caudal_{gas} = 0,7388 \text{ [m}^3\text{/s]}$
$C_{pCO_2} = 0,9645 \text{ [kJ/kg-K]}$	$C_{p_{gas}} = 1,025 \text{ [kJ/kg-K]}$
$C_{p_{N_2}} = 1,047 \text{ [kJ/kg-K]}$	$C_{p_{O_2}} = 0,9488 \text{ [kJ/kg-K]}$
$D_{chimenea} = 0,4572 \text{ [m]}$	$FlujoMastico_{agua} = 0,0629 \text{ [kg/s]}$
$FlujoMastico_{gas} = 0,5381 \text{ [kg/s]}$	$h_{agua,in} = 84,56 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{agua,out} = 398,9 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{CO_2in} = 118,3 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{CO_2out} = 84,13 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{gas,in} = 362,3 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{gas,out} = 325,6 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{N_2in} = 446 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{N_2out} = 408,3 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{O_2in} = 121,8 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{O_2out} = 87,87 \text{ [kJ/kg]}$	$k_{CO_2} = 0,02762 \text{ [W/m-K]}$
$k_{gas} = 0,03386 \text{ [W/m-K]}$	$k_{N_2} = 0,03467 \text{ [W/m-K]}$
$k_{O_2} = 0,03612 \text{ [W/m-K]}$	$\mu_{CO_2} = 0,00002099 \text{ [kg/m-s]}$
$\mu_{gas} = 0,00002336 \text{ [kg/m-s]}$	$\mu_{N_2} = 0,00002337 \text{ [kg/m-s]}$
$\mu_{O_2} = 0,00002724 \text{ [kg/m-s]}$	$MW_{CO_2} = 44,01 \text{ [kg/kmol]}$
$MW_{gas} = 30,21 \text{ [kg/kmol]}$	$MW_{N_2} = 28,01 \text{ [kg/kmol]}$
$MW_{O_2} = 32 \text{ [kg/kmol]}$	$Pr_{gas} = 0,707 \text{ [-]}$
$P_{agua,in} = 775,5 \text{ [kPa]}$	$P_{gas,in} = 86 \text{ [kPa]}$
$P_{gas,out} = 86 \text{ [kPa]}$	$Q_{punto_{recuperable}} = 19,77 \text{ [kW]}$
$\rho_{gas} = 0,7283$	$T_{agua,in} = 20 \text{ [C]}$
$T_{gas,in} = 156 \text{ [C]}$	$T_{gas,out} = 120 \text{ [C]}$
$T_{precalentado} = 95,09 \text{ [C]}$	$V_{gas} = 4,5 \text{ [m/s]}$
$x = -100$	$X_{CO_2} = 0,117$
$X_{N_2} = 0,802$	$X_{O_2} = 0,081$
$Y_{CO_2} = 0,1705$	$Y_{N_2} = 0,7437$
$Y_{O_2} = 0,0858$	

Figura 43: Resultados del cálculo de calor recuperable en EES

El principal resultado de estos cálculos es el calor que se puede (en teoría) recuperar de los gases de combustión de la caldera: 19,77 kW. Esto asume que los gases de combustión se pueden llevar de 156°C (dato medido) hasta 120°C en el recuperador, lo cual es una suposición razonable porque se evita la condensación de los gases de combustión. Más adelante se presenta el cálculo real de

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

temperatura de los gases, con lo que se puede determinar con más detalle cuanto es la energía real recuperada por el intercambiador.

4.3 Selección del tipo de intercambiador

En este trabajo se propone un intercambiador de calor tipo recuperador, que precaliente el agua de alimentación de la caldera. Con el fin de optimizar recursos, el recuperador que se propone en este trabajo utiliza como carcasa una sección de la misma chimenea. La idea es que al interior de esta se instalen tubos en acero inoxidable, por los que fluye el agua de alimentación. Se elige este material con el fin de evitar la corrosión de los tubos que están en contacto con el líquido.

Tal como se explicó en el marco teórico, existen diferentes arquitecturas de los intercambiadores de calor (diferentes maneras de instalar tubos de intercambio de calor dentro de una carcasa). No obstante, los requisitos específicos para su empleo en una planta de producción de alimentos y además la geometría y disposición vertical de la chimenea de la caldera restringen la elección del tipo de intercambiador que se puede utilizar.

Por ejemplo, el diseño más simple, el de tubo concéntrico, requiere de una tubería interna muy larga para la transferencia de calor (cálculos preliminares arrojaron como resultado una longitud de 32 m para un tubo de 2 pulg de diámetro). Se concluye que no sería práctico para el montaje, ni para su mantenimiento, por la longitud del tubo que estaría dispuesto en posición vertical, lo que complicaría la limpieza y exigiría la bomba centrífuga que carga con agua el sistema.

En la Tabla 12 se muestran las ventajas y desventajas, desde el punto de vista constructivo, de algunos intercambiadores de calor para esta aplicación particular.

En este trabajo se selecciona un intercambiador de calor de carcasa y tubos, que incluye 25 tubos de 1 metro de largo con un diámetro de 1 pulg. Estos tubos se escalonan con una separación entre los tubos de 0,04 m y se adopta una configuración para la distribución de los fluidos a contraflujo. Los cálculos de transferencia de calor de este diseño se presentan en las siguientes secciones.

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

Tabla 12: Ventajas y desventajas de intercambiadores de calor para esta aplicación

Tipo de intercambiador de calor	Ventajas	Desventajas
Doble tubo en flujo paralelo	Geometría sencilla	<ul style="list-style-type: none"> • Poca eficiencia de transferencia de calor • Longitud de tubería complicada para distribuirse al interior de la chimenea • Difícil limpieza de los tubos • Poca practicidad de montaje
Doble tubo en flujo cruzado	<ul style="list-style-type: none"> • Geometría sencilla • Gran eficiencia de transferencia de calor por la distribución de los fluidos 	<ul style="list-style-type: none"> • Longitud de tubería complicada para distribuirse al interior de la chimenea a • Difícil limpieza de los tubos • Poca practicidad de montaje
Compactos	<ul style="list-style-type: none"> • Poca robustez • Gran eficiencia de transferencia de calor por la distribución de los fluidos 	<ul style="list-style-type: none"> • Difícil limpieza de los tubos • Poca practicidad de montaje
Coraza y tubos	<ul style="list-style-type: none"> • Geometría sencilla • Fácil montaje • Fácil Limpieza • Distribución de tubería practica para su distribución al interior de la chimenea <p>Gran eficiencia de transferencia de calor por la distribución de los fluidos</p>	Costo de fabricación

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

4.4 Cálculo de temperatura de salida del agua del recuperador

Se desconoce la temperatura de salida del agua y por consiguiente la temperatura media. Se determinan las propiedades del agua a la temperatura media supuesta igual a 50°C y 1 atm. La validez de esta suposición se evalúa al final del cálculo cuando se estime la temperatura de salida del intercambiador (Cengel y Ghajar, 2011).

$k = 0,644 \text{ W/m}^\circ\text{C}$	$\rho = 988,1 \text{ kg/m}^3$
$C_p = 4181 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$	$P_r = 3,55$
$\mu = 0,547 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$	$P_{r,s} = 1,75 \text{ (a } T_s = 100^\circ\text{C)}$

Donde:

C_p = Calor específico a presión constante

ρ = Densidad

k = Conductividad térmica

P_r = Número de Prandtl

$P_{r,s}$ = Número de Prandtl superficial

μ = Viscosidad dinámica

En este trabajo se selecciona un intercambiador de calor de carcasa y tubos, que incluye 25 tubos de 1 m de largo con un diámetro de 1 pulg. Estos tubos se escalonan con una separación entre los tubos de 0,04 m y se adopta una configuración para la distribución de los fluidos a contraflujo. Por dentro de los tubos van los gases de combustión y por fuera el agua de alimentación. En la Figura 44 se muestra un diagrama de la distribución de tubos (no están todos los tubos dibujados):

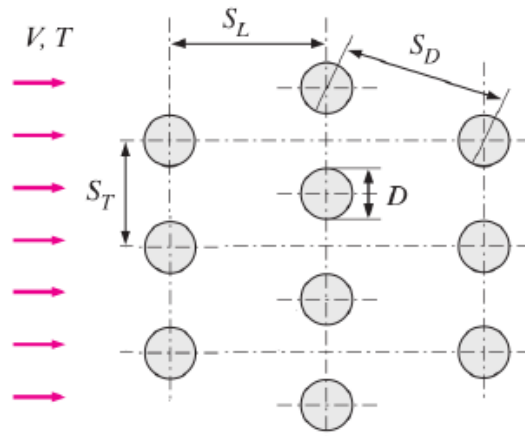


Figura 44: Diagrama de la distribución de los tubos en el intercambiador (Cengel y Ghajar, 2011)

Donde:

S_D = Separación diagonal de los tubos.

S_T = Separación transversal de los tubos.

S_L = Separación longitudinal de los tubos.

D = Diámetro del tubo

V = Velocidad promedio de entrada

T = Temperatura promedio de entrada

Para este caso, el diámetro de los tubos es $D = 0,0254m$ y las separaciones son $S_t = S_l = 0,04 m$.

El caudal de agua consumido en 24 horas se tomó con un contador de agua instalado en la caldera:

$$\dot{V} = 6,364 \times 10^{-5} m^3/s$$

La temperatura de entrada del agua al recuperador es de $20^\circ C$, por tanto, su densidad es $998 kg/m^3$ y su flujo másico es:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = 998 \frac{kg}{m^3} * 6,364 \times 10^{-5} m^3/s = 0,0635 \frac{kg}{s}$$

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

El área de la sección transversal interna de la chimenea de la caldera es:

$$A_{c, chimenea} = \pi * \left(\frac{0,4572m}{2} \right)^2 = 0,16417 m^2$$

La velocidad promedio del agua es:

$$V = \frac{\dot{V}}{A_{c, chimenea}} = \frac{6,364 \times 10^{-5} m^3/s}{0,16417 m^2} = 0,0003877 m/s$$

Este dato de velocidad se obtiene dividiendo por el área de la sección transversal interna de la chimenea de la caldera, la cual será la mismo que la del intercambiador. La separación diagonal S_D entre centros es:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2} = \sqrt{0,04^2 + \left(\frac{0,04}{2} \right)^2} = 0,04472 m$$

Como $S_D = 0,04472 m$ es mayor a $(S_T + D)/2 = 0,0327 m$ entonces la velocidad máxima se calcula con la siguiente expresión:

$$V_{max} = \frac{S_t}{S_t - D} \times V = \frac{0,04 m}{0,04 m - 0,0254 m} \times 0,0003877 m/s = 1,062 \times 10^{-3} m/s$$

El número de Reynolds queda:

$$R_{ED} = \frac{V_{max} D \rho}{\mu} = \frac{1,062 \times 10^{-3} m/s \times 0,0254m \times 988,1 kg/m^3}{0,547 \times 10^{-3} kg/m \cdot s} = 49,22$$

El número de Nusselt para flujo cruzado sobre banco de tubos con más de 16 tubos en dirección del flujo:

$$N_{uD} = FC \times 1,04 \times R_{ED}^{0.4} \times P_r^{0.36} \times \left(\frac{P_r}{P_{RS}} \right)^{0.25}$$

$$N_{uD} = 0,93 \times 1,04 \times 49,22^{0.4} \times 3,55^{0.36} \times \left(\frac{3,55}{1,55} \right)^{0.25} = 8,92$$

Donde el factor de corrección es $FC = 0,93$, ya que el número de filas en dirección del flujo es menor a 16 (son 5 filas). El coeficiente convectivo para todos los tubos es:

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

$$h = \frac{N_U \times k}{D} = \frac{8,92 \times 0,644 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,0254 \text{ m}} = 226,16 \text{ W/m}^2\text{C}$$

El número total de tubos que tiene el recuperador de calor de coraza y tubos escalonados es $N = N_L \times N_T = 5 \times 5 = 25$, para longitud de tubo $L = 1 \text{ m}$. El número total de tubos es realmente 26, para distribuirlos tal como se muestra en el plano que está en el anexo de este trabajo. El área superficial de transferencia de calor del intercambiador es:

$$A_s = N\pi DL = 26 \times \pi \times 0,0254 \text{ m} \times 1 \text{ m} = 2,075 \text{ m}^2$$

La temperatura del agua a la salida del recuperador es:

$$T_e = T_s - (T_s - T_i)e^{-\left(\frac{A_s \times h}{\dot{m} \times C_p}\right)} = 100^\circ\text{C} - (100^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})e^{-\left(\frac{2,075 \text{ m}^2 \times 226,16 \text{ W/m}^2\text{C}}{0,0635 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4181 \text{ J/kg}^\circ\text{C}}\right)} = 86,34^\circ\text{C}$$

Esta temperatura es menor que la de ebullición, lo que garantiza que el agua entra en estado líquido a la caldera y no como vapor. A partir de este resultado se evalúa la temperatura media entre la entrada y la salida de agua al intercambiador:

$$T_{media} = \frac{T_e + T_i}{2} = \frac{86,34^\circ\text{C} + 20^\circ\text{C}}{2} = 53,16^\circ\text{C}$$

Este valor es muy cercano a 50°C , que era la temperatura media que se asumió al principio de esta sección para evaluar las propiedades del fluido.

La temperatura media logarítmica y la tasa de transferencia de calor quedan:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln\left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}\right)} = \frac{(100^\circ\text{C} - 86,34^\circ\text{C}) - (100^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{100^\circ\text{C} - 86,34^\circ\text{C}}{100^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}}\right)} = 37,53^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q} = h \times A_s \times \Delta T_{ml} = 226,16 \text{ W/m}^2\text{C} \times 2,075 \text{ m}^2 \times 37,53^\circ\text{C} = 17,6 \text{ kW}$$

Este es el calor que se puede recuperar con el recuperador de calor de coraza y tubos, el cual es inferior a los 19,77 kW recuperables de los gases de combustión, calculado anteriormente. Esto indica que los gases de combustión no salen a 130°C del intercambiador y deben recalcularse. Esto se hace en la siguiente sección.

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

4.5 Cálculo de temperatura de salida de los gases del recuperador

Teniendo una temperatura de entrada de 156°C y una presión de 86 kPa, se evalúan las propiedades del gas con la ayuda del programa EES. La rutina completa se adjunta en los anexos y a continuación se presentan los resultados:

$k = 0,03386 \text{ W/m}^\circ\text{C}$	$\rho = 0,7283 \text{ kg/m}^3$
$C_p = 1025 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$	$P_r = 0,707$
$\mu = 2,336 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$	

Donde:

C_p = Calor específico a presión constante

ρ = Densidad

k = Conductividad térmica del gas

P_r = Número de Prandtl

μ = Viscosidad dinámica

El caudal total de gases de combustión disponible dentro de la chimenea, sabiendo que la chimenea tiene un diámetro interno de 18 pulg y la velocidad de los gases al interior de esta son de $4,5 \frac{m}{s}$ es:

$$\dot{V}_{total} = V \times A_{chimenea} = 4,5 \frac{m}{s} \times 0,16417 \text{ m}^2 = 0,7388 \frac{\text{m}^3}{s}$$

Este caudal total, se divide por el número de tubos del recuperador de calor y se obtiene el caudal al interior de cada tubo del recuperador.

$$\dot{V}_{por \text{ cada tubo}} = \frac{\dot{V}_{total}}{N} = \frac{0,7388 \frac{\text{m}^3}{s}}{26} = 0,0284 \frac{\text{m}^3}{s}$$

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

El flujo másico por cada tubo es:

$$\dot{m}_{por\ cada\ tubo} = \rho \dot{V}_{por\ cada\ tubo} = 0,7283 \frac{kg}{m^3} * 0,0284 \frac{m^3}{s} = 0,0207 \frac{kg}{s}$$

El área de la sección transversal interna de los tubos de 1 pulgada es:

$$A_{c,tubo} = \pi * \left(\frac{D_H}{2}\right)^2 = \pi * \left(\frac{0,0254m}{2}\right)^2 = 5,06 \times 10^{-4} m^2$$

Se calcula la velocidad promedio de los gases por cada tubo de 1 pulgada:

$$V_{promedio} = \frac{\dot{V}_{por\ cada\ tubo}}{A_{c,tubo}} = \frac{0,0284 \frac{m^3}{s}}{5,06 \times 10^{-4} m^2} = 56,05 \frac{m}{s}$$

Con la longitud característica, la cual es el diámetro hidráulico, se determina la velocidad media y el número de Reynolds, así:

$$Re = \frac{V_{promedio} D_H \rho}{\mu} = \frac{56,05 \frac{m}{s} \times 0,0254m \times 0,7283 \frac{kg}{m^3}}{2,336 \times 10^{-5} kg/m \cdot s} = 44386,08$$

Como el Reynolds es mayor a 10 mil, el flujo es turbulento y por tanto el número de Nusselt N_u se calcula con la ecuación de Colburn:

$$N_u = 0,023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.3} = 0,023 \times 44386,08^{0.8} \times 0,707^{0.3} = 108,23$$

El coeficiente convectivo de transferencia de calor h se calcula a continuación:

$$h = \frac{k}{D_H} \times N_u = \frac{0,03386 W/m^{\circ}C}{0,0254 m} \times 108,23 = 144,28 W/m^2^{\circ}C$$

El área superficial de uno de los tubos a lo largo de la dirección de flujo es:

$$A_s = \pi DL = \pi \times 0,0254m \times 1m = 0,0798 m^2$$

Con estos datos se calcula la temperatura de real salida de los gases T_e del recuperador:

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) e^{-\left(\frac{A_s \times h}{\dot{m} \times C_p}\right)} = 100^{\circ}C - (100^{\circ}C - 156^{\circ}C) e^{-\left(\frac{0,0798 m^2 \times 144,28 W/m^2^{\circ}C}{0,0207 \frac{kg}{s} \times 1025 J/kg^{\circ}C}\right)} = 132,5^{\circ}C$$

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

El intercambiador estaría evacuando los gases de combustión a un poco más de la temperatura de diseño dado que no está aprovechando todo el calor disponible en los gases de combustión.

4.6 Cálculo del ahorro económico que se puede obtener con el recuperador de calor diseñado

El poder calorífico del carbón empleado en la caldera, según la ficha técnica que entrega el proveedor, tiene un valor entre 6000 y 6500 $\frac{kcal}{kg}$. Se toma el mínimo valor sugerido para realizar la estimación económica, además se realiza la debida conversión de unidades para entregar un dato en términos de kW. El consumo de carbón diario en la empresa es de 1000 $\frac{kg}{24h}$, por lo que el cálculo queda:

$$6000 \frac{kcal}{kg} \times \frac{4184kJ}{1000kcal} = 25104 \frac{kJ}{kg}$$

$$25104 \frac{kJ}{kg} \times 1000 \frac{kg}{24h} \times \frac{1h}{3600s} = 290,5kW$$

Estos 290,5kW son el dato de la energía que se le ingresa actualmente a la caldera y sin el recuperador de calor. De esta forma, tomado la tasa de transferencia de calor calculada para el recuperador en secciones anteriores, la cual es de 17,6kW aproximadamente, se recalcula el consumo energético así:

$$290,5kW - 17,6kW = 272,9kW$$

Estos 272,9kW representan el consumo de energía de la caldera, si el recuperador de calor se llevara a un montaje real en el equipo y esta información significa un 6,1% de ahorro de energía en base al actual.

El costo de la tonelada de carbón es igual a \$185.000, la cual se consume a diario. Es posible cuantificar el ahorro energético en pesos, así:

$$\frac{17,6kW}{290,5kW} \times \$185.000 = \$11.208$$

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

El anterior valor representa el ahorro económico de carbón diario. Además, el ahorro económico obtenido a partir del montaje del recuperador de calor, también se verá reflejado en el consumo del químico que se emplea para tratar el agua con la cual se alimenta la caldera. El dato del gasto de químico que se tiene actualmente en la caldera es de $\frac{\$600.000}{mes}$, de esta forma el ahorro de dinero se calcula de la siguiente forma:

$$\frac{17,6kW}{290,5kW} \times \$600.000 = \$50.406$$

El anterior valor representa el ahorro económico por mes en químico, que se obtendrá con la instalación del recuperador de calor.

Si se evalúa esta disminución económica en 1 año de funcionamiento del recuperador de calor podemos determinar que:

$$\$11.208 \times 365 \text{ dias} = \$4'090.920$$

$$\$50.406 \times 12 = \$604.872$$

La suma de ambas cantidades, queda:

$$\$4'090.920 + \$604.872 = \frac{\$4'695.792}{12 \text{ meses}}$$

4.7 Cálculo del impacto ambiental del recuperador

El alcance de este proyecto tiene también un impacto ambiental que puede ser cuantificado. De la página web de concentra (Concentra, 2018) y mediante la utilización de la calculadora de huella de carbono que posee el sitio web se puede obtener el dato de emisión de CO_2 por tonelada de carbón de Antioquia, el cual es:

$$1 \frac{\text{ton de carbon}}{\text{antioquia}} \rightarrow 2277,45kg \text{ de } CO_2$$

$$\frac{17,6kW}{290,5kW} \times 2277,45kg \text{ de } CO_2 = 137,98 \text{ kg de } CO_2$$

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

Estos 137,98 kg de CO₂, representa la disminución de emisiones atmosféricas de esta sustancia por cada día que la caldera opere con el recuperador de calor instalado.

4.8 Estimación de costo de fabricación del recuperador

Los tubos de acero con costura cotizados en Acinox, vienen en un formato de tubo de 6 metros el cual tiene un valor de \$178.700, por lo cual se requieren 5 tubos de estos para cubrir los 26 metros de tubería necesaria. Así mismo se cotiza la lámina rolada de la camisa principal para un valor de \$600.000

La soldadura y mano de obra se cotiza en MAFRE mantenimiento y montajes, con un costo de \$15000 por cada 8cm de soldadura de argón. Los niples de acero inoxidable son cotizados en ferro válvulas con un valor de \$7950 por unidad. Los flanches o aros y las tapas laterales o espejos del recuperador de calor se estiman con un costo \$200.000 y \$1'200.000 correspondientemente.

El estimado de costo de fabricación se presenta a continuación:

Tabla 13: Estimado del costo de fabricación del intercambiador

Materiales	Valor uni.	Cantidad	Valor total
Tubos acero inox. 304 SCH40 DE 1"	\$ 178.700	5	\$ 893.500
Niples tubo acero inox. 304 SCH40 de 1"	\$ 7.950	2	\$ 15.900
Camisa principal en lamina inox. 304 cal ³ / ₁₆	\$ 600.000	1	\$ 600.000
Flanches laterales perforados inox. 304 SCH40 de ¹ / ₄	\$ 100.000	2	\$ 200.000
Tapas laterales perforadas inox. 304 SCH40 de ¹ / ₄	\$ 600.000	2	\$1'200.000
Soldadura (mano de obra)	\$ 15.000	988.96cm	\$1'854.300
Valor total (sin iva incluido)			\$4'763.700

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

CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

Conclusiones

En este trabajo se diseña un recuperador de calor para el aprovechamiento energético de los gases de combustión, en la caldera de la empresa súper cerdo paisa. Este recuperador es del tipo de intercambiador de calor de coraza y tubos, con la distribución de los fluidos en flujo cruzado. Se llega esta conclusión, porque esta clase de intercambiador ofrece una facilidad de montaje superior a los demás tipos de intercambiadores, ya que se optimizan recursos dado el caso de que la coraza de los tubos sería la misma chimenea del equipo. Además, los cálculos preliminares que se realizaron para emplear un intercambiador de calor de doble tubo para la misma aplicación, arrojaron como resultado una longitud de tubería de 32 metros en un tubo de 2 pulgadas de diámetro, necesaria para la transferencia de calor, lo cual no es práctico para el montaje ni para su mantenimiento, ya que la limpieza de un tubo tan largo es complicada.

Los cálculos realizados en este trabajo permitieron determinar que, si se realiza el montaje del equipo, se puede recuperar 17,6kW de energía, la temperatura de salida del recuperador de calor en el fluido que se quiere precalentar es de 86,34°C que es excelente porque el agua entrara a la caldera a una temperatura muy cercana a la de evaporación y finalmente es un recuperador de calor de fácil mantenimiento, ya que los tubos son de un metro de longitud y una pulgada de diámetro, que permite que la limpieza sea una tarea sencilla. Como limitaciones, la adición de más tubos al interior de la coraza o la extensión de la longitud de los tubos daría como resultado una temperatura de salida del agua del recuperador calor muy elevada lo cual provocaría su evaporación, lo que impedirá el bombeo hacia la caldera. Como restricciones, este equipo es diseñado para trabajar con gases de combustión productos de la combustión de carbón por lo cual no se garantizará su aplicabilidad con otro tipo de combustible. Además, la cantidad de tubos que posee el interior de la coraza del recuperador se encuentra limitada por el diámetro interno de la chimenea (18 pulgadas).

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

El calor que se recupera de estos gases de combustión se determina asumiendo una temperatura supuesta para la salida de los gases de combustión del recuperador de calor, la cual corresponde a 130°C y con la presión atmosférica de 86 *kPa*, más los datos reales de temperatura y presión a la entrada del recuperador que corresponden a 156°C y la misma presión atmosférica se concluye que la energía térmica recuperable de estos gases de combustión es de 19 *kW*, basado en los cálculos realizados mediante el software EES donde se calculan las entalpías de la mezcla de gases oxígeno, dióxido de carbono y nitrógeno en la entrada y salida del recuperador de calor, así como también la densidad de dicha mezcla, necesario para la determinación de este calor recuperable.

El beneficio económico del proyecto se obtiene a partir del calor que se recupera con el equipo el cual corresponde a 17,6 *kW* y la energía que se le ingresa a la caldera actualmente la cual no cuenta con este recuperador de calor diseñado. Energía que representa 290,5 *kW* dado por el consumo de carbón y el poder calorífico del mismo, por lo que se concluye que el ahorro económico entre el carbón y el químico de tratamiento del agua será $\frac{\$4'695.792}{12\text{meses}}$. De la misma manera el impacto ambiental del recuperador de calor da como conclusión que se pueden dejar de emitir a la atmosfera 137,98 *kg de CO₂*, por cada día que se opere la caldera con el equipo.

Recomendaciones y trabajos futuros

Realizar el cálculo del intercambiador de calor usando tubería con superficie extendida, es decir con aletas para determinar cómo cambia la geometría, longitud y cantidad de tubos, usando el mismo tipo de intercambiador.

Como recomendación se puede estudiar que tanto afectaría positiva o negativamente el calor recuperable de los gases de combustión el porcentaje de agua en la mezcla de gases, estimando si este calor recuperable será mayor o menor. Ya que en este caso no se tuvo en cuenta debido a su bajo porcentaje en la mezcla.

También investigar en cuanto afecta la presión con la que el agua ingresa a la caldera, desde el punto de vista de la curva característica de la bomba centrífuga que bombea actualmente el agua hacia

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

del intercambiador y luego hacia la caldera, ya que este equipo trabaja con un bombeo que posee una capacidad de 12gpm, que debe superar la presión de la caldera 100psi, para que no retorne vapor de la caldera a la tubería que conduce al tanque de agua. Para determinar si será necesario cambiar la bomba centrífuga por una de mayor capacidad, debido a la implementación del recuperador de calor en la caldera.

Por otro lado, en la parte de trabajos futuro puede presentarse el proyecto con el fin de realizar su montaje real en la caldera. Adicionalmente puede diseñarse un recuperador de otro tipo para la misma aplicación e investigar qué resultados se pueden obtener.

También se puede enfocar el trabajo en un diseño de recuperador de calor para precalentar el aire de combustión, en lugar de transferirle calor al agua con la cual se llena la caldera y analizar los impactos económicos y ambientales que se obtiene con este nuevo enfoque.

Con el estudio e investigación que conllevo el diseño de este recuperador de calor cabe resaltar que puede realizarse un análisis de que tan óptimo puede ser el diseño, para ser implementado en calderas u otros equipos donde se quiera recuperar energía de gases de combustión, que trabajen con combustibles diferentes al carbón.

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

REFERENCIAS

- Agüero, A., Pisa, J., Agüero, C., y Torres, A. (2004). Poder calorífico del bagazo de caña de azúcar. *Revista de Ciencias Exactas e Ingeniería*, 32-37.
- Amell, A. A., Cadavid, F. J., y Copeta, H. L. (2007). *Manejo de combustibles*. Medellín: Area metropolitana del Valle de Aburrá.
- Antonescu, N., y Stanescu, D.-p. (2017). Compact solutions for heat recovery from cogeneration modules engines. *2017 International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)* (págs. 510-514). Bucharest: IEEE. doi:10.1109/CIEM.2017.8120813
- Bergman, T. L., y Lavine, A. S. (2018). *Fundamentals of heat and mass transfer* (8va ed.). Hoboken: Wiley.
- Betancur, J. J., y Giraldo, W. A. (2010). *Guía para el manejo de calderas*. Medellín: Area metropolitana valle de aburra.
- Caicedo, L. A. (2008). *Análisis de eficiencia energética y combustión en calderas de vapor de tipo piro-tubular*. Ingeniería mecánica. Cartagena: Universidad tecnológica de Bolívar.
- Calderón, J. C., y Caraballo, P. I. (2017). *Diseño e implementación de un modelo para la optimización económica en la generación de vapor en SKC*. Maestría en ingeniería industrial. Cali: Universidad Javeriana.
- Cengel, Y. A., y Boles, M. A. (2014). *Termodinámica* (8va ed.). Mexico: McGraw Hill.
- Cengel, Y., y Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*. (4ta ed.). Mexico: McGraw-Hill.
- Chaelek, A., Makmool-Grare, U., y Jugjai, S. (Mayo de 2019). Self-aspirating/air-preheating porous medium gas burner. *Applied thermal engineering*, 153(5), 181-189.
- Chen, C., Zhao, L., Kong, M., y Lavine, A. S. (Diciembre de 2018). Heat recovery from an autothermal ammonia synthesis reactor for solar thermochemical energy storage. *Solar Energy*, 176, 256-266.
- Concentra. (11 de Diciembre de 2018). *Concentra inteligencia en energía*. Obtenido de Concentra inteligencia en energía: <https://concentra.co/calculadora-huella-carbono>
- Copete, L. H., y Herrera, B. A. (2011). *Tecnologías de recuperación de calor*. Medellín: ITM.

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

- Du, W.-J., Yin, Q., y Cheng, L. (2018). Experiments on novel heat recovery systems on rotary kilns. *Applied thermal engineering*, 139(5), 535-541.
- El-Said, E. M., y Al-Sood, M. (Marzo de 2019). Shell and tube heat exchanger with new segmental baffles configurations: A comparative experimental investigation. *Applied Thermal Engineering*, 150(5), 803-810.
- EPM. (2019). *Condiciones atmosféricas de temperatura y presión de municipios atendidos con el servicio de gas natural*. Obtenido de https://www.epm.com.co/site/Portals/3/CONDICIONES%20ATMOSFERICAS/Condiciones%20Atmosf%C3%A9ricas_Municipios%20Antioquia_25052018.pdf
- García. (4 de Marzo de 2019). *Super Cerdo S.A.* Obtenido de Super Cerdo S.A: supercerdo.com.co/empresa/
- Gomez. (3 de Marzo de 2019). *IHM Web site*. Obtenido de IHM Web site: www.igihm.com/curvas/950900CU.pdf
- Hady, T., Ghani, A., y Santoso, H. (2017). Investigation on combustion characteristics of nonpremixed combustion in an 85 MWe wall firing boiler under various air-fuel ratio using CFD. *2017 International Electronics Symposium on Engineering Technology and Applications (IES-ETA)* (págs. 20-26). Surabaya: IEEE.
- Joshi, S. M., y Anand, S. R. (2015). Design of conical helical coil heat exchanger for waste heat recovery system. *015 International Conference on Technologies for Sustainable Development (ICTSD)* (págs. 1-8). Mumbai: IEEE.
- Kong, R., Deethayat, T., Asanakham, A., y Kiatsiriroat, T. (Septiembre de 2018). Heat transfer phenomena on waste heat recovery of combustion stack gas with deionized water in helical coiled heat exchanger. *Case studies in thermal engineering*, 12, 213-222.
- Kumar, S., Kumar, M., y Handa, A. (2018). Combating hot corrosion of boiler tubes – A study. *Engineering failure analysis*, 94, 379-395.
- Li, H., Huang, H., Xu, G., Wen, J., y Wu, H. (Abril de 2017). Performance analysis of a novel compact air-air heat exchanger for aircraft gas turbine engine using LMTD method. *Applied thermal engineering*, 116, 445-455.
- Manescu, R., y Sita, V. (2016). Heating efficiency with multiple boilers. Case study for single, two and three boiler operation. *2016 20th International Conference on System Theory, Control and Computing (ICSTCC)* (págs. 79-83). Sinaia: IEEE.
- McAllister, S., Chen, J. Y., y Fernandez-Pello, A. C. (2011). *Fundamentals of Combustion Processes*. New York: Springer-Verlag.

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

- Milani, M., Montorsi, L., y Terzi, S. (Diciembre de 2017). Numerical analysis of the heat recovery efficiency for the post-combustion flue gas treatment in a coffee roaster plant. *Energy*, 141(15), 729-743.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., y Bailey, M. B. (2018). *Fundamentals of engineering thermodynamics* (9na ed.). Hoboken: Wiley.
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos aplicada*. Mexico: Pearson educación.
- Pattanapunt, P., Hussaro, K., Bunnakand, T., y Teekasap, S. (2013). Waste heat recovery from boiler of large-scale textile industry. *American journal of environmental science*, 9(3), 231-239.
- Piawanich, K., Aggarangsi, P., y Moran, J. (2018). Modifications of SME Biomass Boiler for High Efficiency Multi-Fuel Input. *2018 International Conference and Utility Exhibition on Green Energy for Sustainable Development (ICUE)* (págs. 1-6). Phuket: IEEE.
- Ramadan, M., Khaled, M., Haddad, A., Abdulhay, B., Durrant, A., y El-Hage, H. (Agosto de 2018). An inhouse code for simulating heat recovery from boilers to heat water. *Energy*, 157(15), 200-210.
- Rayaprolu, K. (2012). *Boilers: A Practical Reference*. Boca Raton, Florida: CRC Pres.
- Reaction Design. (2015). *ANSYS Chemkin Theory Manual 17.0 (15151)*. San Diego.
- Said, Z., Rahman, S. A., Assad, M., y Alami, A. H. (2019). Heat transfer enhancement and life cycle analysis of a Shell-and-Tube Heat Exchanger using stable CuO/water nanofluid. *Sustainable energy technologies and assessments*, 306-317.
- Sharma, S., y Gaikwad, G. N. (2015). Heat recovery system for oven in paint shop. *2015 International Conference on Pervasive Computing (ICPC)* (págs. 1-3). Pune: IEEE.
- Shin, D. H., Kim, S., Ko, H. S., y Youhwan, S. (Octubre de 2018). Performance enhancement of heat recovery from engine exhaust gas using corona wind. *Energy conversion and management*, 173(1), 210-218.
- Termovapor. (13 de Marzo de 2019). *Termo Vapor*. Obtenido de Termo Vapor: www.termovapor.com
- Wang, Q., Zeng, M., Ma, T., Du, X., y Yang, J. (Diciembre de 2014). Recent development and application of several high-efficiency surface heat exchangers for energy conversion and utilization. *Applied energy*, 135(15), 748-777.
- Whalley, R., y Ebrahimi, K. M. (Octubre de 2018). Heat exchanger dynamic analysis. *Applied mathematical modelling*, 62, 38-50.

	<p style="text-align: center;">INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</p>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Zukauskas, A. (1987). Heat Transfer from Tubes in Cross Flow. En S. Kakac, R. K. Shah, y W. Aung, *Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*. Nueva York: Wiley interscience.

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

APÉNDICE

{CODIGO EES}

{----- Función para calcular Velocidad máxima en banco de tubos-----}

```

FUNCTION VelocidadMax(SD;ST;Dtubo;VelocidadAgua)
  IF (SD < ((ST+Dtubo)/2) ) THEN
    VelocidadMax := (ST/(2*(SD - Dtubo)))*VelocidadAgua
  ELSE
    VelocidadMax := (ST/(ST - Dtubo))*VelocidadAgua
  ENDIF
END

```

{----- DATOS DE ENTRADA-----}

{-----DATOS MEDIDOS-----}

T_gas_in = 156 [C] {Temperatura de los gases de combustión al interior de la chimenea y a la entrada del recuperador}
P_gas_in = 86 [kPa] {Presión atmosférica a la entrada del recuperador}

P_agua_in = 775,476 [kPa] {Presión del fluido frío a la entrada del recuperador de calor}
T_agua_in = 20 [C] {Temperatura del fluido frío a la entrada del recuperador de calor}
Caudal_agua = 0,00006364 [m³/s] {Caudal de agua de la caldera}

V_gas = 4,5 [m/s] {Velocidad de los gases de combustión al interior de la chimenea (promedio, medido)}
D_chimenea = 0,4572 [m] {Diámetro de la chimenea de los gases de combustión}

{----- DATOS SUPUESTOS-----}

T_gas_out = 120 [C] {Temperatura de los gases a la salida del recuperador}
P_gas_out = 86 [kPa] {Presión atmosférica a la salida del recuperador}

{----- CÁLCULO DE PROPIEDADES LOS GASES CALIENTES EN LA ENTRADA AL RECUPERADOR-----}

MW_CO2 = MolarMass(CarbonDioxide) {Masa molar del CO2}
MW_O2 = MolarMass(Oxygen) {Masa molar del oxígeno}
MW_N2 = MolarMass(Nitrogen) {Masa molar del nitrógeno}
X_O2 = 0,081 {Fracción molar/volumétrica del oxígeno en los gases de combustión}
X_CO2 = 0,117 {Fracción molar/volumétrica del CO2 en los gases de combustión}
X_N2 = 1 - X_O2 - X_CO2 {Fracción molar/volumétrica del N2 en los gases de combustión}
MW_gas = (X_O2*MW_O2 + X_CO2*MW_CO2 + X_N2*MW_N2) {Peso molecular de la mezcla}
rho_gas = MW_gas*(P_gas_in)/(R#*(T_gas_in+273)) {Densidad de la mezcla}

Y_CO2 = X_CO2*MW_CO2/MW_gas {Fracción másica del CO2}
Y_O2 = X_O2*MW_O2/MW_gas {Fracción másica del oxígeno}
Y_N2 = X_N2*MW_N2/MW_gas {Fracción másica del nitrógeno}

h_CO2in = Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_gas_in;P=P_gas_in) {Entalpía del CO2 a la entrada del recuperador}
h_O2in = Enthalpy(Oxygen;T=T_gas_in;P=P_gas_in) {Entalpía del oxígeno a la entrada del recuperador}
h_N2in = Enthalpy(Nitrogen;T=T_gas_in;P=P_gas_in) {Entalpía del nitrógeno a la entrada del recuperador}
h_gas_in = Y_CO2*h_CO2in + Y_O2*h_O2in + Y_N2*h_N2in {Entalpía de la mezcla a la entrada del recuperador}

Cp_CO2 = Cp(CarbonDioxide;T=T_gas_in;P=P_gas_in) {Cp del CO2 a la entrada del recuperador}
Cp_O2 = Cp(Oxygen;T=T_gas_in;P=P_gas_in) {Cp del O2 a la entrada del recuperador}
Cp_N2 = Cp(Nitrogen;T=T_gas_in;P=P_gas_in) {Cp del N2 a la entrada del recuperador}
Cp_gas = Y_CO2*Cp_CO2 + Y_O2*Cp_O2 + Y_N2*Cp_N2 {Cp de la mezcla a la entrada del recuperador}

mu_CO2 = Viscosity(CarbonDioxide;T=T_gas_in;P=P_gas_in) {Viscosidad absoluta del CO2 a la entrada del recuperador}
mu_O2 = Viscosity(Oxygen;T=T_gas_in;P=P_gas_in) {Viscosidad absoluta del O2 a la entrada del recuperador}
mu_N2 = Viscosity(Nitrogen;T=T_gas_in;P=P_gas_in) {Viscosidad absoluta del N2 a la entrada del recuperador}
numerador1 = mu_CO2*X_CO2*SQRT(MW_CO2) + mu_O2*X_O2*SQRT(MW_O2) + mu_N2*X_N2*SQRT(MW_N2)
denominador1 = X_CO2*SQRT(MW_CO2) + X_O2*SQRT(MW_O2) + X_N2*SQRT(MW_N2)
mu_gas = numerador1/denominador1 {Relación de mezclado de Herning and Zipperer}

k_CO2 = Conductivity(CarbonDioxide;T=T_gas_in;P=P_gas_in) {Conductividad térmica del CO2 a la entrada del recuperador}
k_O2 = Conductivity(Oxygen;T=T_gas_in;P=P_gas_in) {Viscosidad absoluta del O2 a la entrada del recuperador}
k_N2 = Conductivity(Nitrogen;T=T_gas_in;P=P_gas_in) {Viscosidad absoluta del N2 a la entrada del recuperador}
numerador2 = k_CO2*X_CO2*(MW_CO2^{1/3}) + k_O2*X_O2*(MW_O2^{1/3}) + k_N2*X_N2*(MW_N2^{1/3})
denominador2 = X_CO2*(MW_CO2^{1/3}) + X_O2*(MW_O2^{1/3}) + X_N2*(MW_N2^{1/3})
k_gas = numerador2/denominador2 {Relación de mezclado de Herning and Zipperer}

Pr_gas = mu_gas*Cp_gas*1000/k_gas {Número de Prandtl de la mezcla a la entrada del recuperador}

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

{----- CÁLCULO DE CONDICIONES DE SALIDA DE LOS GASES CALIENTES DESDE EL RECUPERADOR-----}

h_CO2out = Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_gas_out;P=P_gas_out) {Entalpía del CO2 a la salida del recuperador}
h_O2out = Enthalpy(Oxygen;T=T_gas_out;P=P_gas_out) {Entalpía del oxígeno a la salida del recuperador}
h_N2out = Enthalpy(Nitrogen;T=T_gas_out;P=P_gas_out) {Entalpía del nitrógeno a la salida del recuperador}
h_gas_out = Y_CO2*h_CO2out + Y_O2*h_O2out + Y_N2*h_N2out {Entalpía de la mezcla a la salida del recuperador}

{----- CÁLCULO DEL CALOR QUE SE PUEDE RECUPERAR-----}

Ac_chimenea = pi*(D_chimenea/2)^2 {Área de la sección transversal de la chimenea de los gases de combustión}
Caudal_gas = V_gas*Ac_chimenea
FlujoMasico_gas = rho_gas*Caudal_gas {Flujo másico de la mezcla al interior de la chimenea gases de combustión}
Qpunto_recuperable = FlujoMasico_gas*(h_gas_in - h_gas_out) {Calor recuperado de los gases de combustión}

rho_agua_in = Density(Water;T=T_agua_in;P=P_agua_in) {Densidad del agua en la entrada del recuperador de calor}
FlujoMasico_agua = rho_agua_in*Caudal_agua {Flujo másico total del agua en la entrada}

h_agua_in = Enthalpy(Water; T = t_agua_in; P = P_agua_in) {Entalpía del agua a la entrada del recuperador de calor}
h_agua_out = Qpunto_recuperable /FlujoMasico_agua + h_agua_in {Entalpía del agua a la salida del recuperador de calor}

T_precautado = Temperature(Water; P = p_agua_in; h = h_agua_out) {Temperatura del agua a la salida del recuperador de calor}
x = Quality(Water; P = p_agua_in; h = h_agua_out) {Calidad del agua a la salida del recuperador de calor}

{----- CÁLCULO DEL RECUPERADOR-----}

T_tubos_superficial = 100 [C] {Temperatura superficial de los tubos}
Pr_agua_superficial = Prandtl(Water;T=T_tubos_superficial;P=P_agua_in) {Número de Prandtl en base a temperatura superficial de los tubos}

TmediaSupuesta = 50 [C] {Temperatura media del agua supuesta}
rho_agua = Density(Water;T = TmediaSupuesta;P = P_agua_in) {Densidad del agua a Tmedia}
nu_agua = KinematicViscosity(Water;T = TmediaSupuesta;P = P_agua_in) {Viscosidad cinemática del agua a Tmedia}
Pr_agua = Prandtl(Water;T = TmediaSupuesta;P = P_agua_in) {Prandtl del agua a Tmedia}
Cp_agua = Cp(Water;T = TmediaSupuesta;P = P_agua_in) {Cp del agua a Tmedia}
k_agua = Conductivity(Water;T=TmediaSupuesta;P=P_agua_in) {Conductividad del agua a Tmedia}

N_L = 5 {Número de tubos en dirección de flujo}
N_T = 5 {Número de tubos en dirección transversal al flujo}
N = N_L*N_T+1 {Número total de tubos}
D_tubo = 0,0254 [m] {Diámetro de tubo}
L_tubo = 1 [m] {Longitud de los tubos}

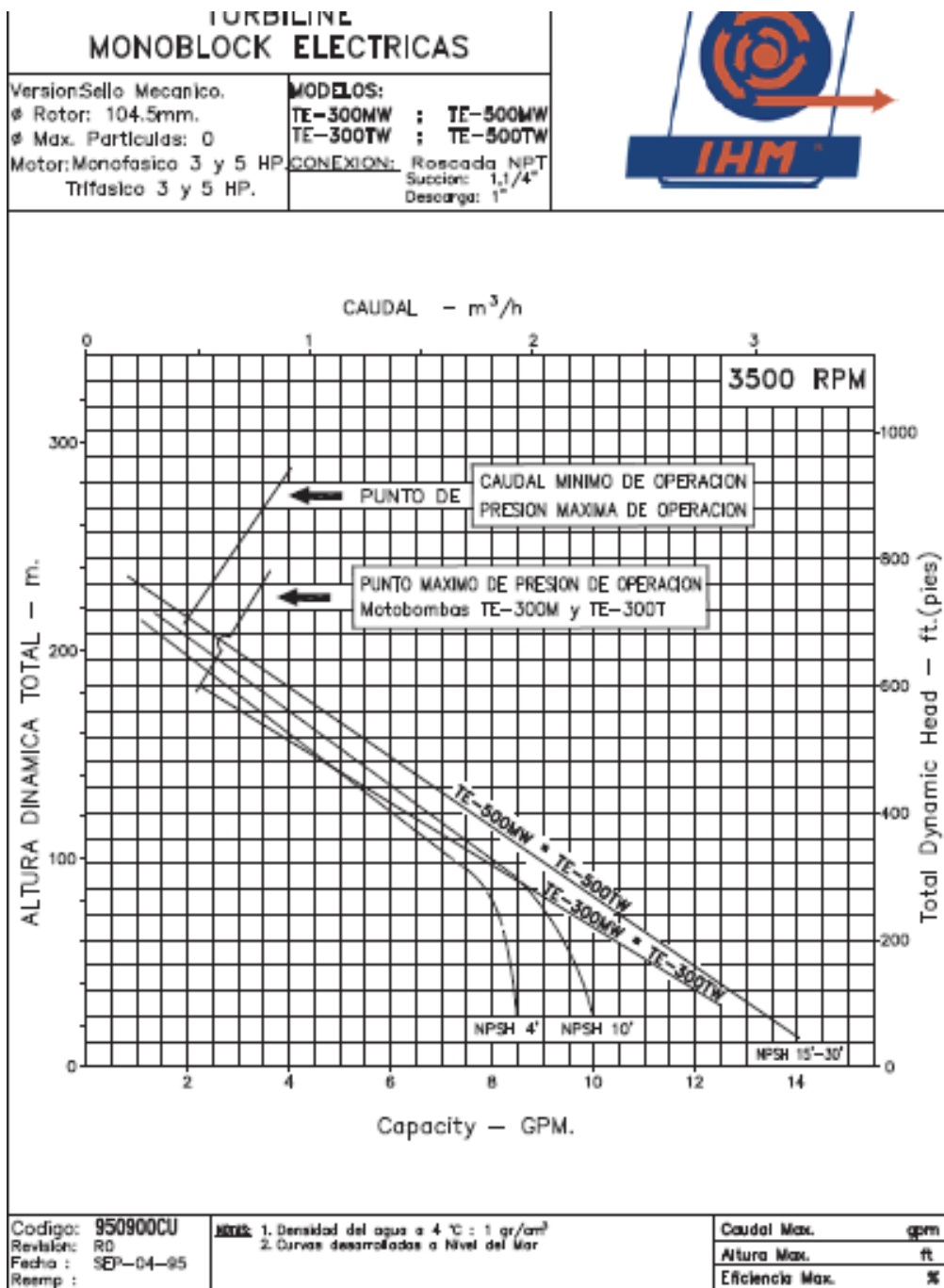
Ac = pi*(D_Tubo/2)^2 {Área de la sección de flujo de un tubo}
As_1tubo = pi*D_Tubo*L_tubo {Área superficial de un tubo}
As_total = N*As_1tubo {Área superficial de todos los tubos}
V_agua = Caudal_agua/Ac_chimenea {Velocidad promedio del agua a la entrada del intercambiador}
S_L = 0,04 [m] {Separación de los tubos en dirección de flujo}
S_T = 0,04 [m] {Separación de los tubos transversalmente al flujo}
S_D = SQRT(S_L^2 + (S_T/2)^2) {Separación diagonal de los tubos}
V_max = VelocidadMax(S_D;S_T;D_tubo;V_agua) {Velocidad máxima al interior del intercambiador}
Re = V_max*D_tubo/nu_agua {Número de Reynolds}
Nusselt = 0,93*1,04*(Re^0,4)*(Pr_agua^0,36)*((Pr_agua/Pr_agua_superficial)^0,25) {Número de Nusselt}
h = Nusselt*k_agua/D_tubo {Coeficiente convectivo externo del intercambiador}
T_agua_out = T_tubos_superficial - (T_tubos_superficial - T_agua_in)*EXP(- (As_total*h)/(FlujoMasico_agua*Cp_agua*1000)) {Temperatura de salida del agua}
TmediaReal = (T_agua_in + T_agua_out)/2 {Temperatura media del agua real}

DeltaT_ml = ((T_tubos_superficial - T_agua_out) - (T_tubos_superficial - T_agua_in))/(LN((T_tubos_superficial - T_agua_out)/(T_tubos_superficial - T_agua_in))) {Delta de temperatura media logarítmica}

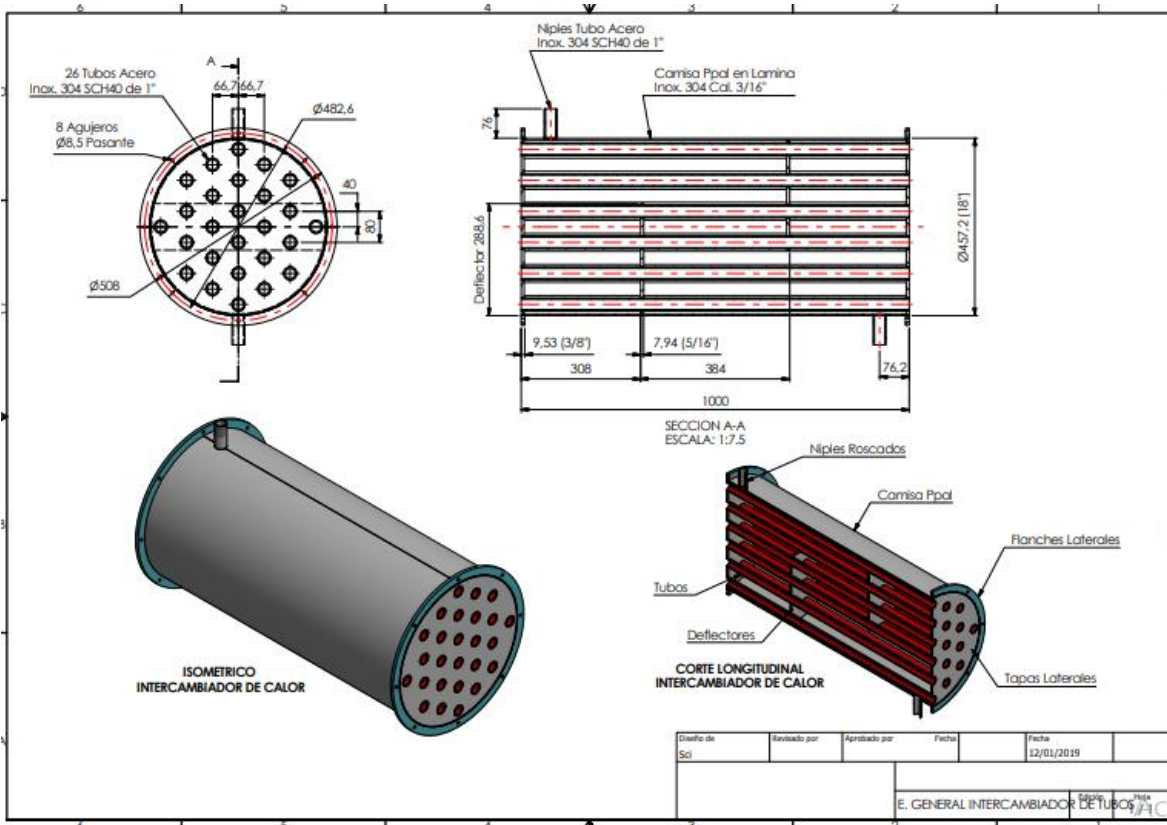
Qpunto_intercambiador = h*As_total *DeltaT_ml {Transferencia de calor del intercambiador, real}

{----- CÁLCULO DE TEMPERATURA DE SALIDA GASES -----}

Caudal_1tubo = Caudal_gas/N {Caudal de gases por un tubo}
V_1tubo = Caudal_1tubo/Ac {Velocidad promedio de gases por un tubo}
Re_1tubo = V_1tubo*D_tubo*rho_gas/mu_gas {Número de Reynolds de un tubo}
Nusselt_1tubo = 0,023*(Re_1tubo^0,8)*(Pr_gas^0,3) {Número de Nusselt de un tubo}
h_1tubo = k_gas*Nusselt_1tubo/D_tubo {Coeficiente convectivo interno para 1 tubo}
T_out = T_tubos_superficial - (T_tubos_superficial - T_gas_in)*EXP(- (As_1tubo*h_1tubo)/(FlujoMasico_gas/N)*Cp_gas*1000)
{Temperatura de salida de los gases}
DeltaT_ml2 = ((T_tubos_superficial - T_out) - (T_tubos_superficial - T_gas_in))/(LN((T_tubos_superficial - T_out)/(T_tubos_superficial - T_gas_in))) {Delta de temperatura media logarítmica}
Qpunto_1tubo = h_1tubo*As_1tubo *DeltaT_ml2 {Transferencia de calor por un tubo}



Curva característica de la bomba de la caldera (Gomez, 2019).



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

FIRMA ESTUDIANTES Maycon Giraldo Gómez

FIRMA ASESOR [Signature]

INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO APROBADO 6:00PM FECHA ENTREGA: 5-08-2019

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: _____