



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

“Mejoramiento de los parámetros de operación del precalentador de aire en la caldera TSXG de empresa papelería TRUPAL S.A Aplicando simulación fluidodinámica.”

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico Electricista

AUTOR:

Castro Toribio, Luis Gullit (ORCID: 0000-0001-5295-084X)

ASESOR:

Mg. Julca Verastegui, Luis Alberto (ORCID: 0000-0001-5158-2686)

LINEA DE INVESTIGACIÓN:

Modelamiento y simulación de sistemas electromecánicos

TRUJILLO – PERÚ

2021

DEDICATORIA

Primeramente y ante todo a Dios, nuestro padre celestial que nos brinda la sabiduría, fortaleza y paz espiritual para sobrellevar momentos difíciles y aquellos obstáculos que se nos presentan e impiden seguir adelante.

A mí querida madre Gregoria Toribio, la persona que me dio la vida y lucho desde el primer momento por brindarme lo necesario en mi desarrollo, gracias a ella por formarme con valores y ser una persona de bien.

Pasamos muchos momentos difíciles y a ti madre va esta meta cumplida, por tu gran amor y consejos de ambición y superación para así poder concluir de manera exitosa mi carrera profesional, MUCHAS GRACIAS.

A mis hijos: Adriana Meritxell y Pierre Louis por enseñarme a conocer el amor más puro de la vida, por su paciencia, entendimiento, y sonrisas durante este tiempo que me tomo la investigación, y ser un ejemplo hacia su futura educación y formación profesional

AGRADECIMIENTO

Expreso mi cordial agradecimiento a:

La Empresa papelera TRUPAL S.A., por permitirme en su momento y brindarme de manera confiable la información necesaria para concluir la tesis de investigación.

Al Ing. Marco Araujo, supervisor de operaciones planta fuerza quien me brindo la información y apoyo durante el desarrollo de la tesis de investigación.

Al Ing. Luis Julca Verastegui, Mi asesor especialista quien me guio en las etapas del desarrollo, brindarme el visto bueno, y sus críticas constructivas que inculco el sentido de la responsabilidad profesional que lleva todo profesional de ingeniería mecánica durante el desarrollo de la tesis.

Al Ing. Jorge Inciso Vásquez, Mi asesor metodológico quien me brindo la confianza en mí proceso de formación, docente que me acompaño desde el primer ciclo de vida universitaria y ahora en la etapa final con el desarrollo de la tesis de investigación.

A la Universidad César Vallejo, siendo nuestra alma mater que nos brinda la facilidad de poder realizar la presente tesis.

INDICE DE CONTENIDO

DEDICATORIA.....	II
AGRADECIMIENTO.....	III
INDICE DE CONTENIDO.....	IV
INDICE DE TABLAS	V
INDICE DE GRAFICOS Y FIGURAS	VI
RESUMEN	VII
ABSTRACT	VIII
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. MARCO TEORICO.....	4
III. METODOLOGIA	27
3.1. Tipo y diseño de investigación.....	27
3.2. Variables y operacionalización	28
3.3. Población, muestra y muestreo.....	28
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	28
3.5. Procedimiento	29
3.6. Método de análisis de datos.....	32
3.7. Aspectos éticos	32
IV. RESULTADOS	33
V. DISCUSIÓN	58
VI. CONCLUSIONES	61
VII. RECOMENDACIONES	63
REFERENCIAS.....	64
ANEXOS.....	67

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 <i>Propiedades Termo físicas del aire</i>	21
Tabla 2 <i>Posición Actual del Banco de Tubos</i>	25
Tabla 3 <i>Propiedades termo físicas de los gases calientes</i>	26
Tabla 4 <i>Técnica e Instrumento de Recolección de Datos</i>	29
Tabla 5 <i>Propiedades Termo físicos del Agua y Vapor Sobrecalentado</i>	35
Tabla 6 <i>Propiedades Termo físicas Actuales del Precalentador Primario 1.2</i>	37
Tabla 7 <i>Propiedades Termo físicas Actuales del Precalentador de Aire 1.1</i>	37
Tabla 8 <i>Propiedades Mejorado de los Gases Caliente del Precalentador 1.2</i>	40
Tabla 9 <i>Propiedades Termo físicas Mejorado del Precalentador de Aire Primario 1.2</i>	43
Tabla 10 <i>Posición Tresbolillo Mejorado del Banco de Tubos</i>	47
Tabla 11 <i>Propiedades termo físicas promedio de gases calientes precalentador 2.1</i>	48
Tabla 12 <i>Disposición C y M en banco de tubos Tresbolillo de gases calientes Mejorado</i> .	49

INDICE DE GRAFICOS Y FIGURAS

Figura 1 <i>Plano de la caldera TSXG – TRUPAL S.A</i>	7
Figura 2 <i>Tipos de transferencia de calor</i>	10
Figura 3 <i>Tipos de trayectoria de los flujos</i>	11
Figura 4 <i>Intercambiador de calor tubular</i>	12
Figura 5 <i>Intercambiador de calor de placas</i>	13
Figura 6 <i>Intercambiador de calor de cascos y tubos</i>	13
Figura 7 <i>Intercambiador de calor tipo Tubular Espiral</i>	14
Figura 9 <i>Procedimiento de Investigación</i>	30
Figura 10 <i>Esquema de Cámara de Combustión</i>	34
Figura 11 <i>Disposición de Sistema de Precalentadores de Aire</i>	36
Figura 12 <i>Balace de Masa y Energía Actual del Precalentador de Aire</i>	39
Figura 13 <i>Balace de Masa y Energía Proyectoado con Mejorado para Precalentador de aire</i>	42
Figura 14 <i>Precalentador Aire Primario N° 1.2</i>	43
Figura 15 <i>Gráfico de LMTD</i>	44
Figura 16 <i>Simulación del Precalentador de Aire con parámetros actuales</i>	52
Figura 17 <i>Trayectoria de los fluidos dentro del precalentador de aire actual</i>	52
Figura 18 <i>Vista Transversal del precalentador con Haz de tubos posición Alineado</i>	53
Figura 19 <i>Simulación de precalentador de aire con parámetros mejorados</i>	54
Figura 20 <i>Trayectoria de los fluidos dentro del precalentador de aire mejorado</i>	55
Figura 21 <i>Vista Transversal del precalentador con haz de tubos posición tresbolillo</i>	56

RESUMEN

El presente informe de investigación demuestra el mejoramiento de los parámetros de operación del precalentador de aire en la caldera TSXG de empresa papelera TRUPAL S.A Aplicando simulación fluidodinámica, con la finalidad de aumentar su transferencia de calor entre fluidos, destinados y obtener ahorro en consumo de combustible (carbón antracita).

Mediante análisis de observación método de recolección de datos, los parámetros actuales de precalentadores de aire primarios en área de recuperación de calor (HRA) de la caldera TSXG, se determina el precalentador primario N° 1.2 susceptible a mejorar su operatividad; presentando salida de gases caliente al exterior de 195.4 °C y emitiendo aire caliente a la cámara de combustión de 126.45 °C, consumiendo combustible a 4.61 kg/seg con una relación aire-combustible de 26.84 kg aire/kg cble, el método de balance de masa y energía resulto un 2,406.37 kw de potencia útil.

Se estipularon los cálculos correspondientes para mejorar su transferencia de calor y obtener un nueva eficiencia de operatividad con ahorro en consumo de combustible (carbón), utilizando la misma cantidad de tubos 1386 unidades y el mismo material A-56 de grado B sin costura, pero aumentando su diámetro nominal a 3" y cambiando su posición de tubos al tipo tresbolillo, reduciendo la temperatura de salida los gases calientes a 180°C (punto de rocío 165 °C), obteniendo una temperatura mejorado del aire caliente a la cámara de combustión a 162.13 °C.

Se procedieron a modelar, simular y comparar el precalentador de aire mediante software solidworks usando la herramienta Flow Simulation para respaldar nuestros cálculos.

Por último se realizaron un análisis económico de inversión en precalentador de aire primario mejorado para la caldera TSXG, donde se economizó combustible de 16,596 kg/hr a 10,044 kg/hr ahorrando 15'095,808.00 soles/año, invirtiendo 526,935.24 soles resultando un R.O.I. de 12.74 días.

Palabras clave: precalentador de aire, flujo másico, temperatura, convección.

ABSTRACT

This research report demonstrates the improvement of the operating parameters of the air preheater in the TSXG boiler of the paper company TRUPAL S.A

Applying dynamic simulation of fluids, in order to increase their heat transfer between fluids, destined and obtain savings in fuel consumption (anthracite carbon).

Through the observational analysis data collection method, the current parameters of the primary air preheaters in the heat recovery area (HRA) of the TSXG boiler are determined, the primary preheater No. 1.2 capable of improving its operability; presenting exit of hot gases to the outside of 195.4 ° C and emitting hot air to the combustion chamber of 126.45 ° C, consuming fuel at 4.61 kg / sec with an air-fuel ratio of 26.84 kg air / kg cble, the balance method of mass and energy resulted in 2,406.37 kW of useful power.

The corresponding calculations were stipulated to improve its heat transfer and obtain a new operating efficiency with savings in fuel consumption (coal), using the same number of tubes 1386 units and the same A-56 grade B seamless material, but increasing its nominal diameter to 3 and changing its position of tubes to the stepped type, reducing the outlet temperature of the hot gases to 180 ° C (dew point 165 ° C), obtaining an improved temperature of the hot air to the combustion chamber at 162.13 ° C.

The air preheater was modeled, simulated, and compared by solidworks software using the Flow Simulation tool to support our calculations.

Finally, an economic analysis of investment in improved primary air preheater for the TSXG boiler was carried out, where fuel was saved from 16,596 kg / hr. to 10,044 kg / hr. saving 15'095,808.00 soles / year, investing 526,935.24 soles resulting in an R.O.I. 12.74 days.

Keywords: air preheater, mass flow, temperature, convection.

I. INTRODUCCIÓN

Realidad Problemática:

A nivel mundial las empresas de generación, fabricación y producción ya están incorporado los precalentadores de aire en sus plantas como parte de la conservación de la energía calorífica, permitiendo reutilizar el calor transferido entre los fluidos. No obstante, debido a que estos aparatos son de gran interés en la industria es importante realizar un análisis del comportamiento del fluido y como se cumple la transferencia de energía en la operación (Meneses Prado, Díaz Pinilla, & González, 2019). Los generadores de vapor en la industria azucarera son equipos críticos, pues estas proveen tanto energía térmica para el proceso como la potencia necesaria para el accionamiento de los equipos, y maquinarias involucradas, pudiendo algunas generar y suministrar energía a la red pública. Estimando a nivel global que existen más de 30000 calderas instaladas y a nivel de Latinoamérica señalamos los ingenios del país Brasil con una cantidad de 480 calderas. (Alderetes, 2016). En el Perú las calderas están localizadas en 19 de los 24 departamentos del país. El mayor número de calderas y potencias acumuladas corresponde a: Lima (37,4 %), Ancash (14,9 %), La Libertad (7,7%). El 83 % de la potencia instalada de calderas se encuentra en 9 departamentos: Lima, Ancash, La Libertad, Callao, Piura, Ica, Moquegua, Lambayeque y Arequipa. (Navarro, 2016)

Una de los grandes equipos complejos diseñados en nuestra región de la libertad se pueden considerar que presentan un rol fundamental en las industrias azucareras y papeleras entre otras; al producir energía térmica se presentan muchas pérdidas donde las maquinas térmicas no rindan a su máxima eficiencia, este es el caso de la Empresa industrial TRUPAL S.A dedicada a la elaboración de cartones corrugados y papeles onda para corrugar a partir del desmedulado de caña de azúcar (bagazillo). Sus instalaciones de producción se encuentran ubicados en el departamento de la libertad, provincia de Ascope del distrito de Santiago de Cao. Iniciaron sus operaciones un 27 del mes de noviembre del año 1968 más tarde en el 2006 la administración sería

parte del grupo corporativo GLORIA. La planta papelera de TRUPAL S.A cuenta dentro del inmueble con áreas de tratamiento de agua producción, planta de fuerza de vapor, tratamiento de fibra; comprende la planta de pulpa, la maquina PPX-07 y una caldera acuotubular de origen chino TSXG.

Este es el caso actualmente de la caldera, donde el precalentador de aire presenta 4 divisiones (2 primarios y 2 secundarios) con déficit por gases calientes de salida del precalentador presentan temperaturas altas para su obtención a favor del proceso. El aire caliente será reutilizado; servirá para garantizar que la combustión sea completa, los precalentadores de aire llamados aire que va directamente bajo el lecho del combustible ayudara a la pulverización e incrementando así la velocidad de ignición; la siguiente etapa llamado aire secundario o forzado (overfire air) quien van a cámara de combustión a una cierta altitud del lecho en combustión, efectuando así mejoras.

Optimizar y procesar su capacidad del fluido dinámico de calentamiento, aumentara la transferencia de convección del precalentador de aire llevando así un incremento de su eficiencia de diseño a caldera TSXG. Como vemos se necesita realizar calculo técnico, obtener cotas de diseño, velocidades de recorrido, número de pasos, simular mediante la herramienta dinámica computacional de fluidos (CFD). El análisis dinámico del precalentador de aire se basa en el balance de energía de ambos fluidos que circulan atreves del intercambiador de calor (Cabazón, 2018), y es acá donde partiendo de la problemática expuesta anteriormente y de las definiciones de nuestras variables nos enfocamos en el problema de investigación formulando la interrogante;

¿En qué medida la mejora de los parámetros de operación del precalentador de aire incrementara la eficiencia en caldera TSXG de la empresa papelera TRUPAL S.A?

En esta investigación describiremos información de la simulación, definiremos la relación de la variable que son: la temperatura del aire saliente y su eficiencia de diseño del equipo precalentador del aire. La justificación del estudio es relevante en el aspecto teórico y práctico ya que tendrá un aumento positivo

tanto en su capacidad de producción como en su reducción de gastos económicos de mantenimiento. Además por el aporte y uso de software SOLIDWORKS® en diseño, modelado, simulación y ser parte del funcionamiento moderno de una caldera que presenta sensores de confiabilidad contiene aspecto tecnológico y a su vez aspecto institucional puesto que la investigación aporta conocimiento de diseño y manejo de software, cálculos y análisis de operacionalidad aprendidos en nuestra formación profesional de ingeniería mecánica.

Dentro del proyecto se justifica además el aspecto social y ambiental, uno por dar mejor calidad de vida a los comuneros del distrito de Santiago de Cao gracias a la disminución de calores perdidos y desechos por el precalentador que exista contaminación atmosférica; y el segundo exclusivamente por el énfasis al cumplimiento de las normas ambientales internacionales (OEFA) por efecto invernadero y huella de carbono que se toma hoy en día como parte de una línea de investigación que protegen la salud humana.

Luego de ver y analizar las justificaciones el objetivo general quedo formulado de la siguiente manera: Mejorar los parámetros de operación actuales del precalentador de aire para mejorar su eficiencia en caldera TSXG de la empresa papelera TRUPAL S.A aplicando simulación fluido dinámico y los objetivos específicos son: Obtener los datos actuales de diseño del precalentador de aire primario permitiendo conocer el estado de trabajo , se continua analizando mediante cálculo termo físicos los parámetros de operación del precalentador de aire primario para mejorar su eficiencia, se procedió a modelar en 3D y simular con herramienta Flow Simulation del software SOLIDWORKS®, verificado el estado del equipo se plantea los nuevos parámetros de operación del precalentador de aire primario para generar incremento de su eficiencia y de la caldera, por último se evaluó económicamente la inversión a realizar en el equipo para obtener la mejorar de eficiencia.

Respecto a nuestra problemática, nuestra hipótesis queda expresado de la siguiente manera:

Mediante el uso de simulación fluido dinámica y la mejora de los parámetros de operación del precalentador de aire, le permitirá incrementar su eficiencia de la caldera TSXG de la planta papelera TRUPAL S.A.

II. MARCO TEORICO

El presente proyecto de investigación plantea optimizar la eficiencia de intercambiador de calor del tipo conocido como precalentador de aire y satisfacer la operatividad que se requiere del equipo, se espera que utilizando las investigaciones, análisis técnico del proyecto y el desarrollo mediante un enfoque de ingeniería de diseño simulado minimice falacias garantizando la transferencia de calor más óptima entre los fluidos pudiendo así usar estos aires caliente para su mejora de proceso en la caldera TSXG de origen chino, Se plantea entonces como incógnita cual sería el mejor modelo geométrico para aplicar en el equipo.

A nivel internacional existen algunos autores con temas análogos a nuestra línea de investigación; (Ayala Tapia, 2005) desarrollo metodología de diseño de precalentadores de aire por termosifones aleteados, realizando como ejemplo el diseño de un precalentador de aire para caldera cleaver Brooks CB 250, con sus correspondientes variables, permitiéndole seleccionar, el diseño más adecuado, definiendo superficie de transferencia de calor, temperaturas y coeficientes de convección, etc. Concluyendo el precalentador un volumen de 0.55m³, por el cual recuperaba 139.11 KW, incrementando la eficiencia de la caldera en 5%, reducción de consumo de combustible trayendo como ahorro económico 76,615.68 \$ al operar durante 8 hr/día.

(Montaño Marmolejo, 2007) concluyo en su investigación que es necesario conocer parámetros actuales de operación de la caldera y después obtener los nuevas variables como consumo de combustible, eficiencia, cuando se encuentre en operación el precalentador implementado; indica que anteriormente el precalentador tiene un consumo de 65,290 lb/hr de bagazo con una eficiencia de 65.5% después de los cálculos realizados la caldera

tenga un consumo de 64,010 lb/hr de bagazo y una eficiencia de 66.8% que representa un ahorro de combustible de 10.51 toneladas diarias siendo anual de 3,153.15 toneladas de bagazo asumiendo 300 días al año de operación representándolo en dinero de ahorro para el ingenio 78'828,647 pesos colombianos.

(Cabazón, 2018) Presenta el desarrollo de una mejora eficiencia de refrigeración del motor de un barco mediante agua de mar usando un intercambiador de calor a partir de un buen diseño, si bien el objetivo de este proyecto es la construcción completa del equipo se usó el programa de simulación de fluidos (Solidworks Flow Simulation) una herramienta computacional para la simulación del comportamiento del flujo en los intercambiadores de tubos y aletas en el que se usó la metodología de volúmenes finitos para el modelado del intercambiador.

(Mariño Diaz, 2018) Estudio el diseño de un intercambiador de calor de tubos para una planta química donde se requiere optimizar la energía producida para que sea transferida a lo largo de la cadena de producción y procesos, teniendo en cuenta las restricciones de diseño analizando las distintas ramas de metodología para la realización de este recipiente a presión.

(Bocanegra Matta, 2017) Presento su trabajo de investigación determinando la influencia de los parámetros de operación como el coeficiente de exceso de aire, la temperatura del aire y temperatura del agua de alimentación, en la eficiencia de la caldera pirotubular en una planta de harina en Chimbote. Obteniendo resultados que dichos parámetros de operación incrementan desde 82.82% hasta 85.74% la eficiencia de la caldera. Se determinó que al reducirse el exceso de aire desde 65 % hasta 30%, la temperatura de los gases desde un valor de 220 °C a 180 °C; permite una mejora del rendimiento del caldero pirotubular lográndose un mejor aprovechamiento del calor residual contenido en los gases calientes mejorando el aporte de calor sensible.

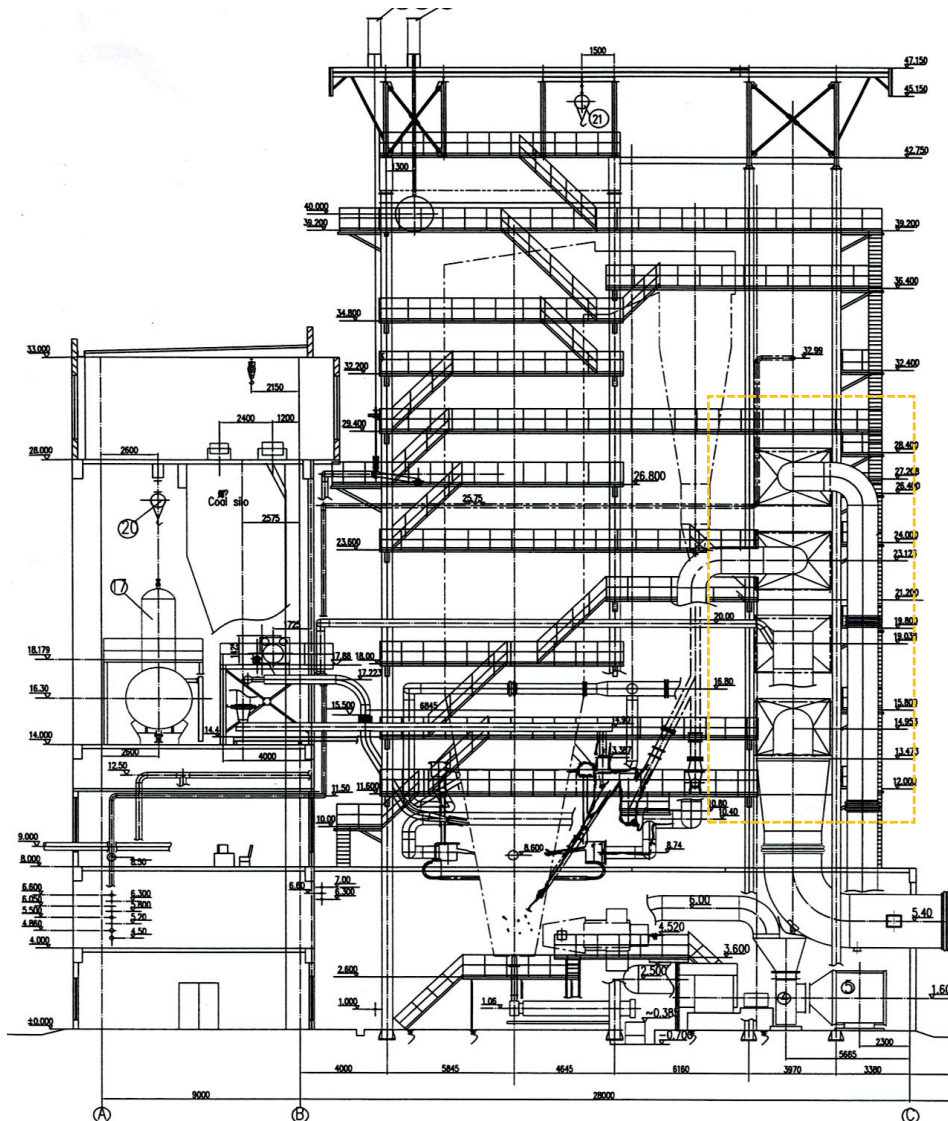
A nivel nacional (Flores Flores, 2014) investigo sobre análisis del proceso de combustión de la caldera de la empresa Trupal S.A. de cómo obtener mayor eficiencia en la generación de vapor, e indica que las variables que influyen son Temperatura de los gases de escape y el % exceso de aire; el logro mejorar la eficiencia de 73.96% hasta 84.36% consiguiendo así un ahorro estimado de \$ 1'155,168.00 al año en reducción de consumo de combustible (carbón)

El objetivo es perseguir la geometría adecuada y característica técnica para su rediseño y simulación, con la información obtenida se elaborará unas tablas de especificaciones capaces de solucionar el problema planteado, para luego seleccionar la alternativa de mejora mediante el método matriz de diseño observando el comportamiento de las variables y parámetros de definición del problema.

En este capítulo se hace una descripción del caldero TSXG del tipo CFB donde se desarrolló el presente trabajo de investigación, la caldera en estudio del tipo lecho fluidizado circulante. Diseñada para generar 130 ton/hr de vapor sobrecalentado, con una entrada de agua de alimentación de 104 °C. La caldera está conformada por un hogar, ciclón de recuperación de inquemados y un área de recuperación de calor (HRA) donde se transfiere mediante convección a los economizadores y precalentadores de aire (figura 01).

Figura 1

Plano de la caldera TSXG – TRUPAL S.A



Nota: Ubicación de los precalentadores de aire primario y secundario.

Los precalentadores de aire primario y secundario están dispuestos en forma serial para obtener potencia de transferencia de calor, y dirigirlas a la cámara de combustión ayudando a calentar el combustible como equipo intercambiador de calor que aprovecha la energía calorífica de los gases calientes para intercambiar temperatura con el aire del ambiente (sin mezcla ni cambio de fase) posteriormente el flujo de gases es dirigido a unos filtros de manga

(baghouse) para capturar la mayor cantidad de cenizas; desde los baghouse un ventilador de tiro inducido extrae el flujo de gases limpio hacia la chimenea.

Los objetivos de los precalentadores de aire en la caldera de TRUPAL S.A. son:

- Reducir la cantidad de humedad del combustible.
- Favorecer al incremento de la temperatura del hogar para la transferencia entre las paredes de aguas y los gases calientes.

Teorías relacionadas al tema.-

Fundamentos de intercambio de calor entre dos fluidos, estas operaciones tienen por objeto producir enfriamiento o calentamiento de una corriente en proceso (Holman, 1999); los parámetros de participación en los intercambiadores de calor son: Flujo másico de una corriente que puede referenciar la fluido frío o caliente, las temperaturas de los fluidos, la cantidad de calor intercambiada por unidad de tiempo, para que pueda realizarse una transferencia de calor entre dos fluidos es necesario que exista una diferencia de temperatura entre ellas, una superficie para transferir el calor (mayor el área mayor será la cantidad de calor transferido por unidad de tiempo entre ellos). Para mejorar el diseño del equipo se debe dirigir a la diferencia media de temperatura logarítmica, disposición de haz de tubos, y es preciso aumentar la velocidad de los fluidos. (Cabazón, 2018)

Presión de operación indica la presión manométrica al cual el equipo se encuentra a condiciones normales de operación, se presentan en los tubos y otro por el lado del cajón o carcasa del precalentador; y la Presión de trabajo Permisible máximo referente a la presión máxima que un equipo intercambiador de calor es sometido durante su operación (se considera la corrosión y temperatura de diseño). (Cao, 1983)

Temperatura de Diseño, temperatura (de mayor y menor grado) que se considerara al momento de plasmar la mejora en su diseño u operatividad del equipo entre los fluidos intervenir en precalentador de aire. (Cao, 1983)

Temperatura de aire final, temperatura de trabajo del equipo dependiendo por el material de construcción.

Aire Primario, es el responsable de contribuir la cantidad suficiente de oxígeno para garantizar la combustión completa con el combustible (bagazo o antracita), alrededor del 70 – 80% de flujo total de aire requerido es primario.

Aire secundario, se inyecta sobre el lecho del bagazo a diferentes alturas con el fin de completar el proceso de combustión, generando turbulencia para mezcla de oxígeno y los gases, quemando las partículas finas.

Calor: Transferencia de energía térmica (es decir, de energía y entropía). La forma de energía que se transfiere entre dos sistemas debido a una diferencia de temperatura (Cenge, 2008).

Precalentador de Aire, equipo que tiene por objetivo recuperar energía térmica de los gases calientes provenientes de la cámara de combustión efectuando contribuir al proceso de secado del combustible a usar (humedad) e incrementar la temperatura del hogar; favoreciendo la transferencia de calor entre el agua y los gases por radiación (Alderetes, 2016)

FUNDAMENTOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es la energía en movimiento debido a una diferencia de temperaturas (Incropera, 1999), ocurre a través de modos procesos de conducción, convección y radiación (figura 02).

Conducción: Proceso de interacción molecular donde se trasfiere calor desde área de alta temperatura a otra área de baja temperatura dentro de un medio (sólido, líquido o gaseoso) en los que hay un gradiente de temperatura (Welty, 1996).

Convección: Proceso que involucra transferencia de energía calorífica entre un fluido y una superficie de conducción, almacenamiento de energía y movimiento de mezcla, expresada por Isaac Newton. Tiene gran importancia en nuestra investigación (Welty, 1996).

Radiación: fenómeno electromagnético cuya naturaleza exacta se desconoce, proceso donde el calor fluye de mayor a menor temperatura estando en ambiente separados por un espacio, no requiere de un medio para propagarse (Welty, 1996).

Figura 2

Tipos de transferencia de calor



Nota: Proceso de conducción, convección, radiación.

CLASIFICACION DE LOS EQUIPOS TRANSFERENCIA DE CALOR

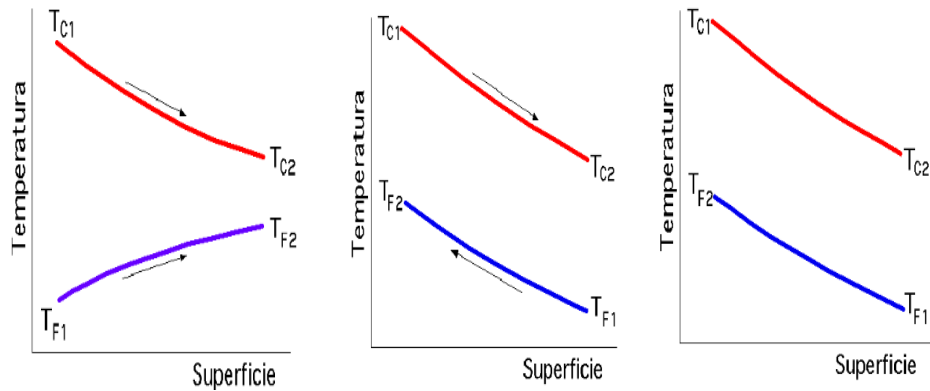
Actualmente existen variedad de criterios para clasificar los equipos de transferencia, se nombrara a continuación los más comunes:

- Según trayectoria de los fluidos.
 - Según la forma de transferencia del calor.
 - Según su aplicación.
 - Según características de construcción.
- Clasificación según la trayectoria de los fluidos

Se da cuando los fluidos que intervienen en intercambiador de calor presentan trayectorias distintas, clasificándose en intercambiadores de flujo paralelo, flujo en contracorriente, flujo cruzado de un paso y pasos múltiples. (Figura 03)

Figura 3

Tipos de trayectoria de los flujos



Nota: a) Paralelo b) contracorriente c) Cruzados

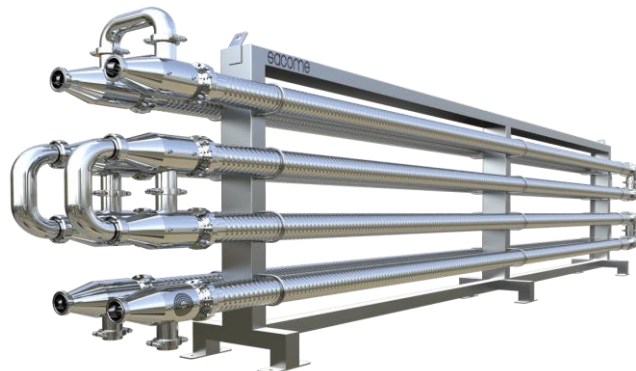
En el flujo en equicorriente, los fluidos entran en el intercambiador por la misma posición de la superficie y fluyen separados, por recorridos paralelos, En el flujo en contracorriente, los fluidos entran por extremos opuestos de la superficie intercambiadora y fluyen separados, en direcciones opuestas, siendo en el flujo cruzado, los recorridos de los fluidos son perpendiculares entre sí (Fernandez Diez, 2015)

- Clasificación según la forma de transferencia del calor: se sub-clasifican en tres categorías.
 - Regeneradores: En estos equipos las dos corrientes de fluidos utilizan la misma vía de forma alterna, Es decir, el mismo espacio es ocupado alternativamente por los gases calientes y fríos entre los cuales se intercambia el calor.
 - Intercambiador de calor tipo cerrado: En esta forma de equipos, la transferencia de calor se efectúa a través del cuerpo que aleja las dos corrientes fluidas, este cuerpo puede ser un tubo, una placa o una pared que evita el contacto de los fluidos.

- Intercambiadores de calor tipo abierto: Estos equipos realizan el intercambio de calor entre los fluidos permitiendo el contacto directo entre ellos.
- Clasificación según la aplicación es la más conocida por todo profesional y personal de estos equipos como son: una caldera, condensadores, economizadores, torres de enfriamiento, precalentadores de aire, etc.
- Clasificación según características de construcción, los principales son:
 - Intercambiadores de calor tubulares, como su nombre lo dice es fabricado con tubería de diferente diámetro, diferente material, a la vez puede ser liso o aleteados, arrugados, etc. (figura 04). Está diseñado para presiones relativamente altas (evaporación y condensación, precalentadores de aire)

Figura 4

Intercambiador de calor tubular

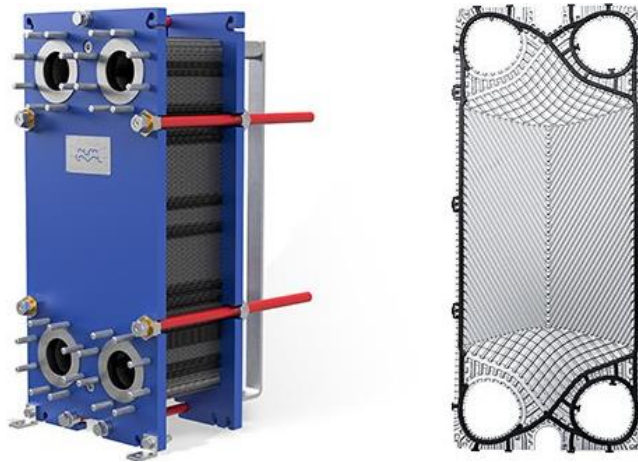


Nota: Diseñada para presiones relativamente altas.

- Intercambiadores de calor de placas, presenta estructura de placas metálicas, con relieve o corrugado, formando el área necesaria para la transferencia de calor, este modelo (figura 05) no se puede usar para altas presiones ni temperaturas.

Figura 5

Intercambiador de calor de placas



Nota: Diseñada para presiones y temperaturas bajas.

- Intercambiadores de calor de casco y tubos, este modelo trabaja cuando ocurre transferencia de calor entre fluidos que no se mezclan o que no presentan contacto entre sí (figura 06). Esta construcción es pensada en evitar fugas, presenta facilidad de limpieza y control de la corrosión.

Figura 6

Intercambiador de calor de cascos y tubos

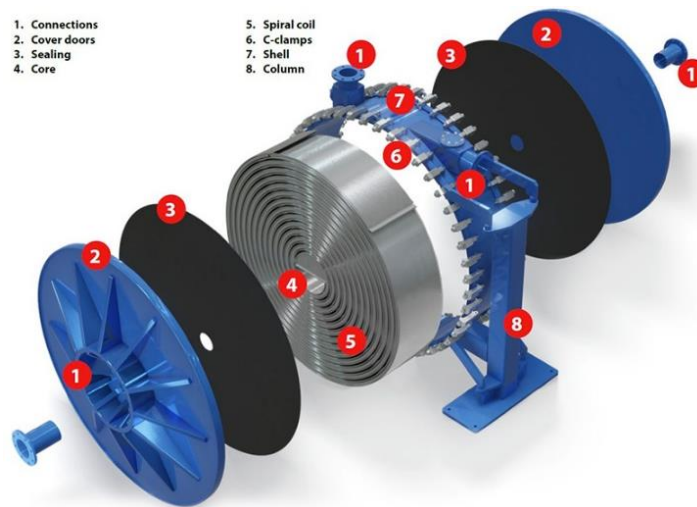


Nota: Diseñada para fluidos que no se mezclan.

- Intercambiadores de calor tipo tubo espiral, como su nombre lo indica presenta bobinas en forma espiral ubicadas dentro de estructura, presentando una desventaja de limpieza (figura 07).

Figura 7

Intercambiador de calor tipo Tubular Espiral



Nota: Diseñada para fluidos que no se mezclan.

NORMATIVA A CONSIDERAR PARA SU MEJORA EN DISEÑO Y SIMULACION

Para seleccionar el tipo de intercambiador de calor o precalentador de aire es necesarios guiarse de registros de investigación y experiencia de varios años.

La primera decisión es conocer claramente lo que deseamos mejorar y modificar, saber los requerimientos necesarios para afrontar la mejora del diseño, respetar las normas que se han de cumplir.

Dentro de este marco de normas tenemos:

- **AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME) - CODIGO ASME SECCION VIII DIVISION 1 (Recipientes a Presión).**

Esta normativa internacional trata todo lo relacionado con el diseño de calderas y recipientes a presión compuesta por XI secciones, del cual VIII se encuentra dividido en tres subsecciones principales a recipientes a presión:

- **Requerimientos generales:** Constituido por una serie de párrafos UG-xx donde se establecen los requerimientos de diseño tales como las cargas vivas, muertas a tener en cuenta en él, las fórmulas que establecen la manera de calcular el material, tipos de acero, los espesores requeridos en cada una de las configuraciones (UG-16 a UG-35), además presión interna como externa (UG-36 a UG-46), los factores de seguridad, los procedimientos de prueba (UG-90 – UG-103) etc.
- **Procesos de fabricación:** Establece las consideraciones para la fabricación de recipientes a presión los procedimientos de prueba (UG-75 – UG-85) ya sea por AWS (soldadura) o doblado. Determina los tipos de junta CJP o PJP que existen en un recipiente y posición de la junta soldada dentro del recipiente y del tipo de END que se haga a la soldadura, los procedimientos de prueba (UG-90 – UG-103).
- **Materiales:** Suministra una completa información acerca de los esfuerzos admisibles que llega a presentar los materiales normalizados en la fabricación de recipientes a presión tanto para aceros al carbón, aleados o inoxidable como materiales no-ferrosos (UG-4 a UG-15)

La calidad de un intercambio de calor depende de un sin número de detalles constructivos, que van desde calidad de materiales, mano de obra, cálculo mecánico, etc. (Salazar Valdez, 2001)

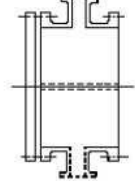
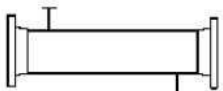
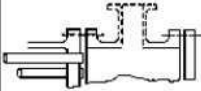
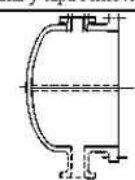

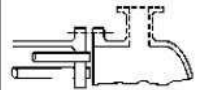
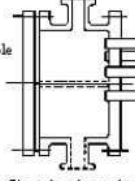
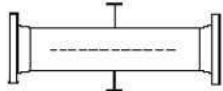
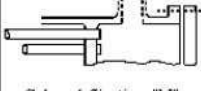
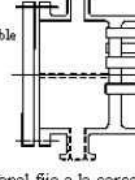


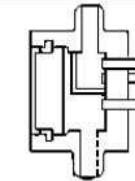
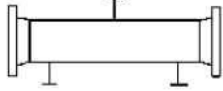
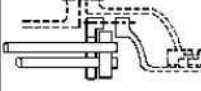
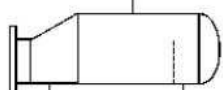
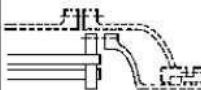
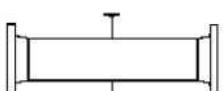
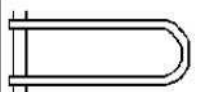

- TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURER ASOCIATION (TEMA)

Las recomendaciones TEMA, se refieren a una serie de consideraciones para el diseño y la fabricación de intercambiadores tubulares producto de la experiencia de las empresas fabricantes a lo largo de los años, La clase de aplicación que se da al intercambiador de acuerdo a la severidad del servicio, encontrándose tres clases que cumplen con la sección VIII, División I del ASME denominadas:

- Clase R: Las normas mecánicas TEMA para intercambiadores de calor clase R, especifican el diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor no sometido a fuego, para requerimiento generalmente riguroso en la industria de hidrocarburos.
- Clase C: Las normas mecánicas TEMA para intercambiadores de calor clase C, especifican el diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor no sometido a flama, para los requerimientos normalmente moderados de procesos comerciales y aplicaciones generales, buscando obtener el máximo de economía.
- Clase B: Las normas mecánicas TEMA para intercambiadores de calor clase B, especifican el diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor no sometido a llama, para el servicio de los procesos de la industria química

Figura 08.

Diferentes tipos de carcazas y cabezales

	CABEZALES ANTERIORES: ESTACIONARIOS O FIJOS	TIPOS DE CARCAZAS	CABEZALES POSTERIORES
A	 Canal y tapa removibles	E  Un solo paso	L  Cabezal fijo tipo "L"
B	 Tipo sombrero	F  Dos pasos con deflector longitudinal	M  Cabezal fijo tipo "M"
C	 Tapa removible Canal fijo a la placa de tubos	G  Flujo distribuido	N  Cabezal fijo tipo "N"
N	 Tapa removible Canal fijo a la carcasa	H  Doble flujo distribuido	P  Flotante externo
D	 Especial para altas presiones	J  Flujo dividido	S  Anillos divididos
		K  Rehervidor tipo <i>kettle</i>	T  Tracción continua
		X  Flujo cruzado	U  Tubos en "U"
			W  Flotante sellado externamente

Nota: Nomenclatura TEMA

Tubos, material fundamental que proporciona la superficie de intercambio de calor, se presentan en varios diseños y tipo de material; exhiben distribución en la carcasa a la mayor transferencia de calor (distancia entre tubos):

- Al tresbolillo: distribución muy compacta y con un mejor coeficiente, pero presenta problema de limpieza es imposible por sus espacios, mayormente es usada con placas tubulares fijas.
- Cuadrada: es bueno para utilizar con cabezal flotante y evaporadores.
- Cuadra Girada: Mejor coeficiente a velocidades bajas.

Según (Alderetes, 2016) la construcción de precalentadores de aire, son con tubos lisos, se usa normalmente tubo estructural de acero al carbono sin costura, con diámetros hasta 2 ½" y 3" con espesor entre 2.25 a 3 mm. Los tubos son soldados en placas tubulares, con tubos largos que van desde 3000 hasta 9000 mm, que pueden ser de disposición alineada o escalonada (tresbolillo) siendo esta última la forma más difundida para mejorar los coeficientes de convección del lado de los gases calientes, los parámetros presentan niveles de aire entre 6 – 11 m/seg, los gases calientes 12 – 20 m/seg, caídas de presión entre 45 – 80 mmca.

FLUIDO DINÁMICO COMPUTACIONAL o CFD (en inglés Computacional Fluid Dynamics) es la ciencia que predice el flujo de fluidos, la transferencia de calor y masa, las reacciones químicas y los fenómenos relacionados.

Para predecir estos fenómenos, simulación fluido dinámica resuelve ecuaciones para la conservación de masa, momento, energía, etc.

La simulación fluido dinámica puede proporcionar información detallada sobre el comportamiento del flujo de fluido:

- Distribución de presión, velocidad, temperatura, etc.
- Fuerzas como levante, arrastre
- Distribución de múltiples fases (gas-liquido, gas – solido, etc.)
- Reacciones, combustión, etc.

La simulación fluido dinámica se utiliza en todas las etapas del proceso de ingeniería

- Estudios conceptuales de nuevos diseños
- Desarrollo de productos detallados
- Optimización
- Solución de problemas
- Rediseño

El análisis simulación fluido dinámica complementa las pruebas y la experimentación al reducir el esfuerzo total y el costo requerido para la experimentación y la adquisición de datos.

Usa el método de volúmenes finitos a través de los siguientes pasos:

- El dominio se discretiza en un conjunto finito de volúmenes de control
- Las ecuaciones generales de conservación (transporte) para masa, momento, energía, especies, etc. se resuelven en este conjunto de volúmenes de control.
- Discretizar las ecuaciones diferenciales parciales se en un sistema de ecuaciones algebraicas
- Luego, todas las ecuaciones algebraicas se resuelven numéricamente para representar el campo de solución.

CALCULOS PARA MEJORA DEL PRECALENTADOR DE AIRE PRIMARIO

Es necesario dimensionar magnitudes de las variables intervinientes en el equipo precalentador de aire, se procederá a realizar cálculos de la cámara de combustión, caldero y equipo precalentador de aire; para poder cumplir con la hipótesis.

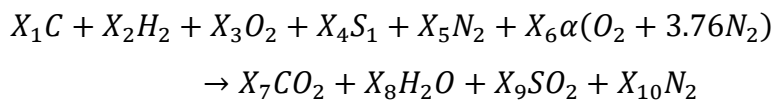
1° Se inicia la investigación determinando la relación aire combustible mediante balance estequiométrico, usando el coeficiente de exceso de aire dato ubicado en (Anexo N°01)

- **RELACIÓN AIRE/COMBUSTIBLE**

Se determina el número de moles del análisis documental de cada uno.

$$ELEMENTO = \frac{\% M}{PM} = kmol \dots \dots \dots (E.C - 01)$$

La ecuación de la combustión ideal $\alpha = 1$



$$R_{a/cble} = \frac{X_6\alpha(O_2 + 3.76N_2)}{X_1C + X_2H_2 + X_3O_2 + X_4S_1 + X_5N_2} \left(\frac{Kg \text{ aire}}{kg \text{ cble}} \right) \dots \dots \dots (E.C - 02)$$

2° realizo balance de energía en el hogar de la caldera, para determinar la cantidad de combustible que consume.

$$Q_{cble} + Q_{aire} = Q_{G.C}$$

$$m_{cble} * PCI + m_{aire} * h_{aire} = m_{GC} * h_{GC}$$

$$m_{cble} * PCI + R_{\frac{a}{cble}} * m_{cble} * h_{aire} = \left(1 + R_{\frac{a}{cble}}\right) * m_{GC} * h_{GC}$$

$$R_{aire-cble} = \frac{PCI - h_{gc}}{h_{gc} - h_{aire}} \left(\frac{kg \text{ aire}}{kg \text{ cble}}\right) \dots \dots \dots (E.C - 03)$$

Donde:

Q_{TOTAL} = potencia calorifica real (Kw)

Q_{aire} = potencia calorifica del aire (Kw)

Q_{cble} = potencia calorifica del combustible (kw)

m_{aire} = flujo masico del aire (kg/seg)

CP_{aire} = calorifico especifico del aire (kg/seg)

T_{aire} = temperatura del aire (°C)

m_{cble} = flujo masico del combustible (kg/seg)

PCI = poder calorifico inferior (KJ/kg)

CP_{cble} = calor especifico cte del combustible

T_{cble} = temperatura del combustible (°C)

- Entonces determinamos la eficiencia de la caldera actual seria:

$$Q_u = Q_t * \eta_{cald}$$

$$\eta_{cald} = \frac{Q_u \text{ kj/seg}}{m_{cble} \frac{kg}{s} \left(PCI + R_{\frac{aire}{cble}} * h_{aire}\right) \frac{kJ}{kg}} (\%) \dots \dots \dots (E.C - 04)$$

- El caudal de aire que ingresa a la cámara de combustión será:

$$m_{aire} = R_{\frac{aire}{cble}} * m_{cble} \text{ kg/seg} \dots \dots \dots (E.C - 05)$$

- Caudal de gases de combustión de la salida de la cámara de combustión:

$$m_{cble} + m_{aire} = m_{G.C} \dots \dots \dots (E.C - 06)$$

- El balance de masas de energía de cada precalentador primario para obtener su temperatura de salida de ambos.

$$Q_{u-gc} (kw) = Q_{u-aire} (kw) \dots \dots \dots (E.C - 07)$$

- Cálculo de los flujos térmicos útiles de cada calentador de aire por gases de combustión, para determinar al precalentador primario crítico y no afectar a otros banco de tubos.

$$Q_{u-aire} = m_{gc} \left(\frac{kg}{seg} \right) * (h_{gc1} - h_{gc2}) \frac{kJ}{kg} = (kw) \dots \dots \dots (E.C - 08)$$

- Ya habiendo obtenido la temperatura intermedia del aire en precalentador primario, Se inicia calculando mediante iteración las propiedades termodinámicas de los gases calientes y del aire. Es conveniente tener un conocimiento cercano de los valores de dichos parámetros con respecto a sus propiedades (Fernandez Benitez & Carrochano Sanchez, 2014).

➤ **Cálculo de Precalentador de Aire N° x.x**

- Se determina la temperatura promedio entre la entrada y salida del aire.

$$T_{promedio} = \frac{Ta1^{\circ C} + Ta2^{\circ C}}{2} = ^{\circ C} \dots \dots \dots (E.C - 09)$$

Dónde:

T_{a1} = temperatura del aire a la entrada del precalentador

T_{a2} = temperatura del aire a la salida del precalentador

- iteramos y hallamos sus propiedades termo físicas del aire.

Tabla 1

Propiedades Termo físicas del aire

T °C	Densidad	Calor Especifico	Conductividad Térmica	Viscosidad Cinemática	Numero de Prandtl
	kg/m ³	J/KG.K	W/mk* 10 ⁻³	m ² /seg * 10 ⁻⁶	Pr

T_{promedio}

Nota: tabla de autoría propia

- Flujo másico unitario de aire en cada tubo del calentador, munit-ai:

$$m_{unit-ai} \left(\frac{kg}{s \cdot tubo} \right) = \frac{m_{ai-t} (kg/s)}{N_t(tubos)} \dots \dots \dots (E.C - 10)$$

- Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD): Se utiliza para determinar la temperatura de transferencia de calor en sistemas de sistemas de flujo entre los calientes y fríos en cada extremo del intercambiador. Cuanto mayor sea el LMTD, más calor se transfiere.

$$\Delta T_{ml} = \frac{T}{\ln \frac{\Delta T_{max} + \Delta T_{min} + T}{\Delta T_{max} + \Delta T_{min} - T}} \dots \dots \dots (E.C - 11)$$

$$T = \sqrt{(T_{gc1} - T_{gc2})^2 + (T_{a2} - T_{a1})^2}$$

$$\Delta T_{max} = T_{gc1} °C - T_{aire2} °C$$

$$\Delta T_{min} = T_{gc2} °C - T_{aire1} °C = 134.2 °C$$

- Superficie unitaria de intercambio de calor, Sunit:

$$S_{unit-IC} (m^2) = \pi * L_{tubo} (m) * d_{ext} (m) \dots \dots \dots (E.C - 12)$$

- Superficie total de intercambio de calor, ST:

$$S_T = N_{tubos} (tubos) * S_{unit-IC} \left(\frac{m^2}{tubo} \right) \dots \dots \dots (E.C - 13)$$

Donde:

π : Simbolo matematico(3.1416)

$D_{ext.}$ = diametro exterior del tubo

$L_{tubo.}$ = longitud del tubo

- Coeficiente global de transferencia de calor, K_G , de la ecuación de capacidad de transferencia de calor:

$$Q_u(w) = K_G \left(\frac{w}{m^2 * ^\circ C} \right) * S_{IC}(m^2) * \Delta T_m(^{\circ}C)$$

- Despejando, reemplazando y despejando:

$$K_G \left(\frac{w}{m^2 * ^\circ C} \right) = \frac{Q_u(w)}{S_{IC}(m^2) * \Delta T_m(^{\circ}C)} \dots \dots \dots (E. C - 14)$$

- Este valor servirá de base para determinar los coeficientes de transferencia de calor por convección, h_{int} ($w/m^2 * ^\circ C$) y h_{ext} ($w/(m^2 * ^\circ C)$)
- Viscosidad Cinemática $\left(\frac{m^2}{s} \right)$: relaciona las fuerzas viscosas con las de inercia, esta relación aparece en el número de Reynolds, solo depende de la temperatura (Fernandez Benitez & Carrochano Sanchez, 2014).
- El número de Reynolds: El número de Reynolds relaciona la densidad, velocidad y dimensión típica de un flujo en una expresión adimensional, que interviene en numerosos problemas de dinámica de fluidos.

$$Re_{int-aire} [-] = \frac{U_{aire} \left(\frac{m}{s} \right) * d_{int} (m)}{\gamma \left(\frac{m^2}{s} \right)} \dots \dots \dots (E. C - 15)$$

Dónde:

U_{aire} = velocidad del aire

γ_{aire} = viscosidad cinemática del fluido

d_{int} = diametro de la tubería a través de la cual circula el fluido

- Número de Prandtl: relación entre la cantidad de movimiento y el transporte de energía térmica en su trayectoria a través de la capa límite de un fluido, de magnitud adimensional (Fernandez Benitez & Carrochano Sanchez, 2014).

- Nusselt, con la ecuación de Dittus Boelter: En tubos lisos se aplica la ecuación de Dittus Boelter. El número de Nusselt (Nu) es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si esta ocurriera solamente por conducción.

$$Nu_{int-aire} = 0,023 * (Re)^{0,8} * (Pr)^n = \frac{h_{int} * d_{int}}{k_{aire}} \dots (E. C - 16)$$

n= 0,4 (Si el fluido se está calentando).

n= 0,3 (Si el fluido se enfriando).

Dónde:

Nu_{aire} = número de nusselt del fluido

Re_{aire} = reynolds del fluido

Pr_{aire} = Número de prandel del fluido

- Coeficiente de convección interior, $h_{int-aire}$:

$$h_{int-aire} = \frac{Nu * K \left(\frac{w}{mk}\right)}{d_{int} (m)} \dots \dots \dots (E. C - 17)$$

Dónde:

Nu_{aire} = número de Nusselt del aire

k_{gc} : Conductividad termica del aire

d_{int} = diametro interior de los tubos

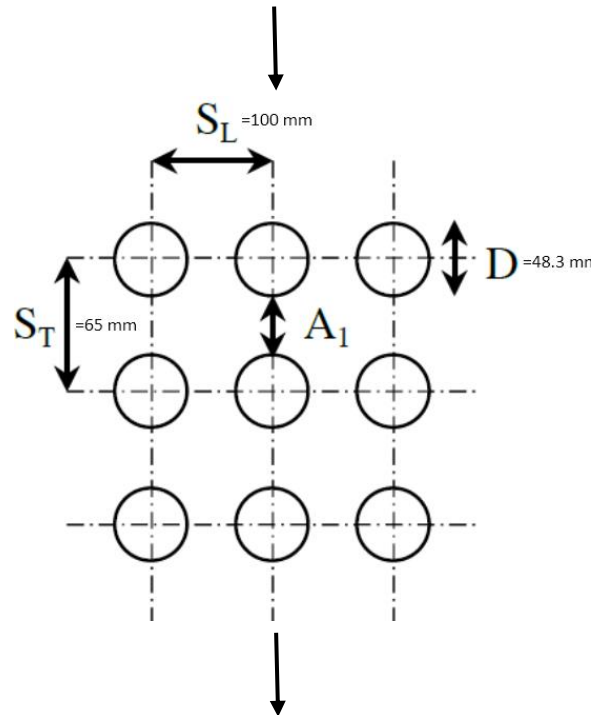
- Gases Calientes, una vez determinado del aire se calculan los gases calientes que pasan externamente en el banco de tubos.

Tabla 2

Posición Actual del Banco de Tubos

Datos de tubos	
\varnothing_{ext}	Diámetro exterior
\varnothing_{int}	Diámetro inferior
espesor	mm
Longitud	7020 mm
cantidad	1386 unid.

Nota: Elaboración Propia



- Iteramos y hallamos sus propiedades termo físicas de los gases calientes. Se determina la temperatura promedio entre la entrada y salida del fluido.

$$T_{promedio} = \frac{T_{gc1} \text{ } ^\circ\text{C} + T_{gc2} \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donde:

$T_{g.c1}$ = temperatura de los gases calientes a la entrada del precalentador de aire

$T_{g.c2}$ = temperatura de los gases calientes a la salida del precalentador de aire

Tabla 3

Propiedades termo físicas de los gases calientes

T °C	Densidad	Calor Especifico	Conductividad Térmica	Viscosidad Cinemática	Numero de Prandtl
	kg/m^3	$KJ/KG.K$	$W/mk * 10^{-2}$	$m2/seg * 10^{-6}$	Pr

$T_{promedio}$

Nota: Elaboración Propia

- El número de Reynolds de los gases caliente

$$Re_{ext-gc} [-] = \frac{U_{aire} \left(\frac{m}{s}\right) * d_{ext} (m)}{v \left(\frac{m^2}{s}\right)} \dots \dots \dots (E. C - 18)$$

Donde:

U_{gc} = velocidad de los gases caliente

γ_{gc} = viscosidad cinemática del fluido

d_{ext} = diametro exterior de la tubería a través de la cual circula el fluido

- Nusselt, con la ecuación de Dittus Boelter:

$$Nu_{ext-gc} = \epsilon * C * Re^m * Pr^n \dots \dots \dots (E. C - 19)$$

- Coeficiente de convección de gases caliente:

$$h_{ext-gc} = \frac{Nusselt * k_{gc}}{d_{ext}} \dots \dots \dots (E. C - 20)$$

- Coeficiente Global de Transferencia de Calor.

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_{int-g.r}} + \frac{1}{h_{ex-aire}} + \frac{\delta_{tubo}}{k_{tubo}} + k''} \dots \dots \dots (E. C - 21)$$

Donde:

$h_{int-g.r}$ = coeficiente de convección de los gases calientes

δ_{tubo} = espesor del tubo

k_{tubo} = conductividad térmica

h_{ex-gc} = coeficiente de convección externa de los gases calientes

$k'' =$ resistencias termicas de incrustamiento o ensuciamiento

- Cálculo de capacidad real de transferencia de calor

$$Q_{u-n}(\text{kW}) = K_G \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{°C}} \right) * \Delta T_m(\text{°C}) * S_{IC}(\text{m}^2) * 10^{-3} \dots \dots \dots \text{(E. C - 22)}$$

- Cálculo de caída de presión en calentador, Δp (mm columna de agua), Se utiliza la ecuación de Darcy para tubos rectos, considerando que no existen curvas en el calentador:

$$\Delta p = \lambda(-) * \frac{L (m) * U_{aire}^2 \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right) * \rho_{aire} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)}{2 d_{int}(m)} \dots \dots \dots \text{(E. C - 23)}$$

Donde:

$\lambda(-) =$ coeficiente de pérdida de presión por fricción

$L (m) =$ longitud del tubo

$U_{aire}^2 \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right) =$ velocidad del aire

$\rho_{aire} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) =$ densidad del aire

$d_{int}(m) =$ diametro interior

III. METODOLOGIA

3.1. Tipo y diseño de investigación

- **Tipo Investigación:** Aplicada

Donde actuó, contribuyó y se solucionó una realidad problemática, se aprovechó los conocimientos aprendidos en la carrera de ingeniería mecánica para optimizar y simular mediante software de diseño la investigación.

- **Diseño investigación:** No experimental – Descriptiva

Selecciono características fundamentales del objeto de estudio detallando sus partes o tipos.

3.2. Variables y operacionalización

En base al problema planteado se definieron las siguientes variables para la optimización mediante simulación fluido dinámico del precalentador de aire.

Variable independiente

- Parámetros de flujo dinámico de aire atmosférico
- Parámetros de flujo dinámico de los gases calientes

Variable dependiente

- Eficiencia del precalentador de aire

En el Anexo N°1 se encuentra la matriz de operacionalización de las variables consideradas líneas arriba, donde se muestra su definición conceptual, definición operacional, indicadores y la escala de medición.

En el Anexo N°2 se encuentran la caja negra para el mejoramiento de los parámetros de operación del precalentador de aire respectivamente.

3.3. Población, muestra y muestreo.

Población: Todos los precalentadores de aire de las industrias en la región la libertad.

Muestra: Precalentador de aire primario de caldera TSXG – Trupal.

Muestreo: intencionado – No aleatorio

3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

- ✓ **Técnica:** Observación.
- ✓ **Instrumentos de recolección de datos:** Ficha de observación (ver anexo 03)
- ✓ **Técnica:** Análisis Documental.
- ✓ **Instrumentos de recolección de datos:** Ficha de registro (Ver Anexo 03).

Tabla 4

Técnica e Instrumento de Recolección de Datos

Técnica	Instrumento	Validación
Observación	Ficha de observación	Especialista
Análisis documental	Ficha de registro	Especialista

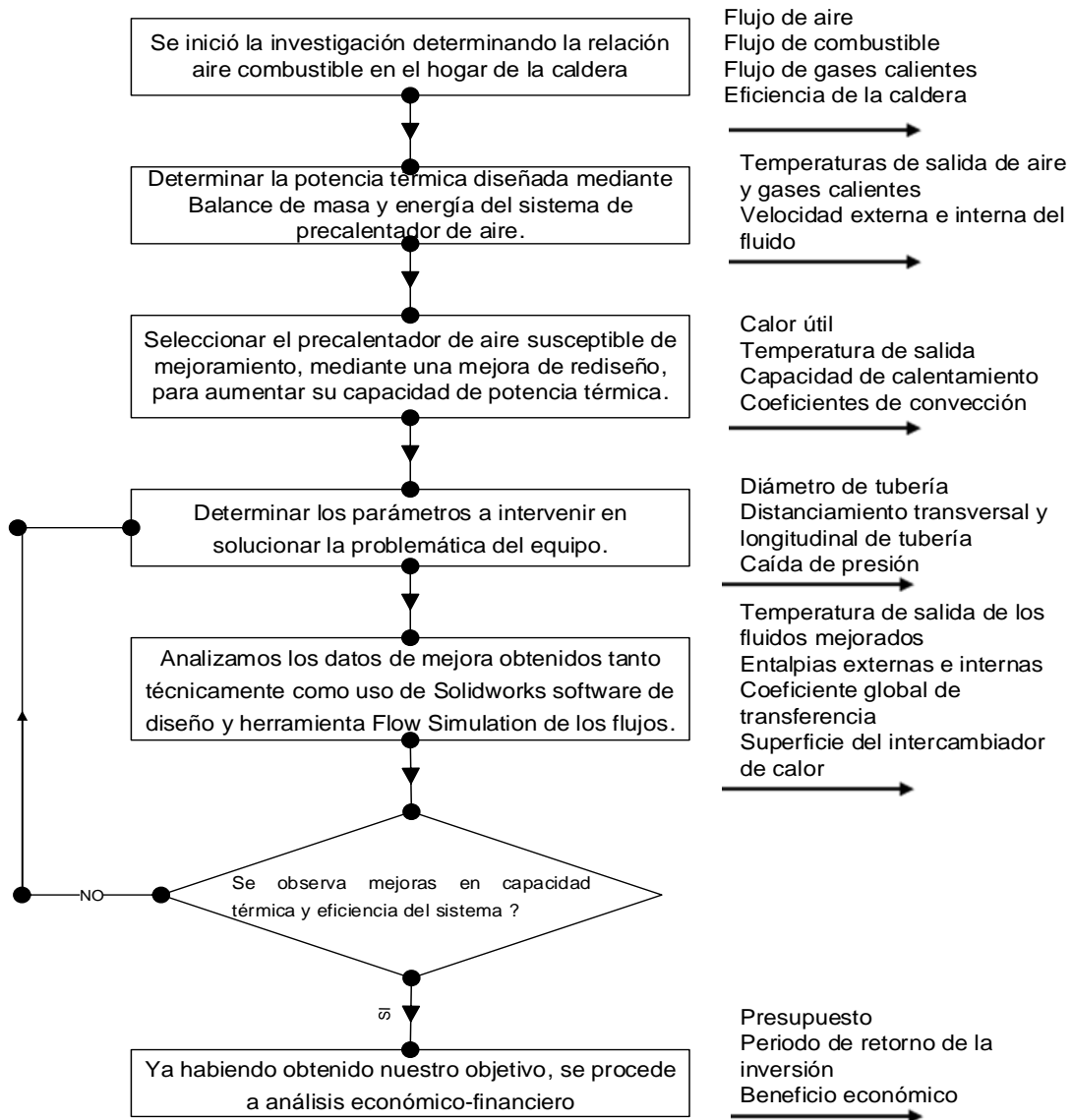
Nota: Elaboración Propia

3.5. Procedimiento

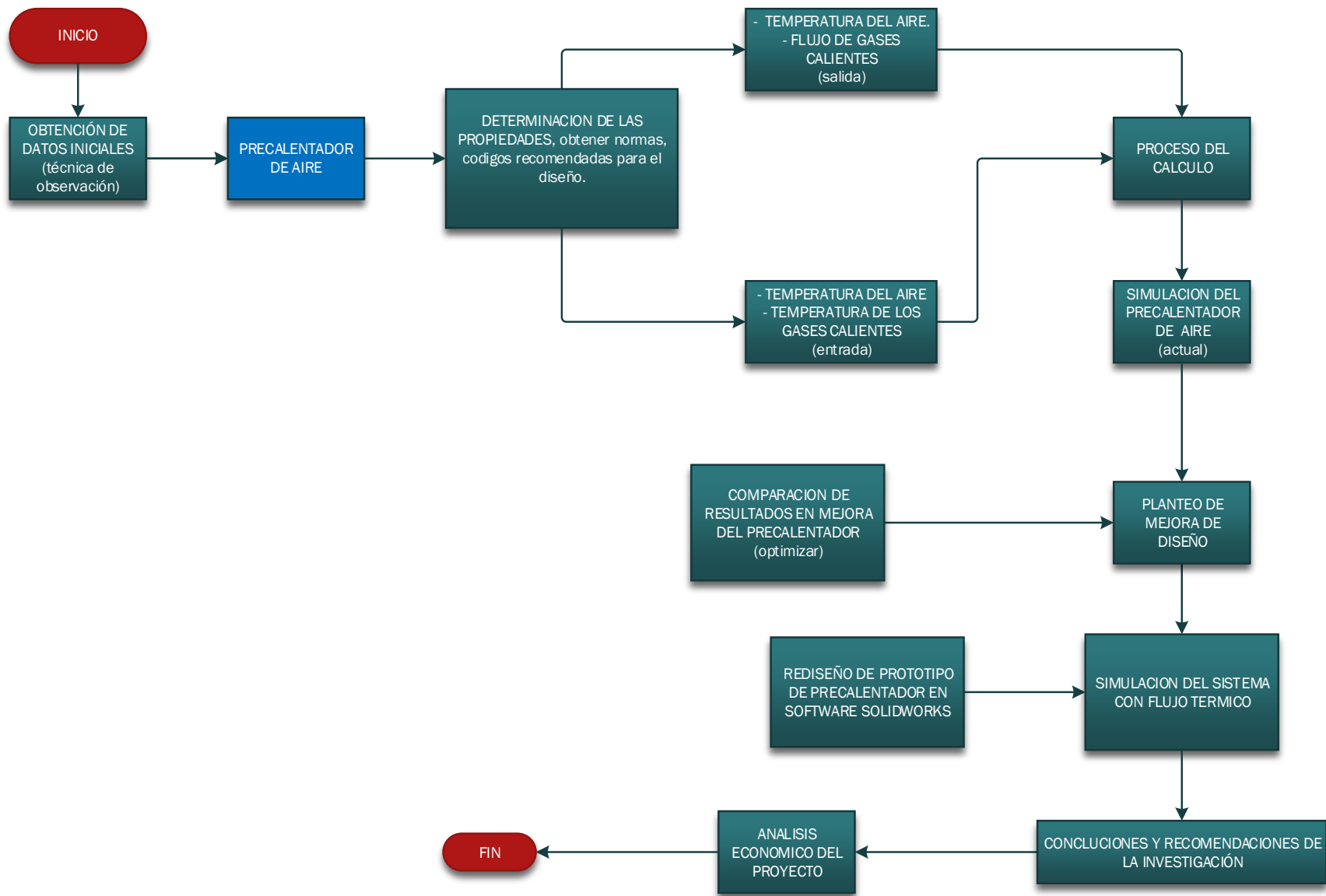
Se presenta la figura con el procedimiento aplicando el análisis de ingeniería para desarrollar los objetivos específicos y resolver el problema de investigación.

Figura 8

Procedimiento de Investigación



Nota: Elaboración Propia.



3.6. Método de análisis de datos

Se realizara análisis descriptivo y analítico del precalentador de aire, para determinar la variable o incógnita que modificara el comportamiento de transferencia de calor.

Los resultados obtenidos se diseñaran y mediante simulaciones, se realizara procesados analizados las líneas de tendencia y también variables de transferencia en el equipo.

Análisis de ingeniería para mejora del precalentador de aire:

- Balance de flujos máxicos y de calor
- Temperaturas del aire y gases calientes, entrada y salida del sistema

Que permitan realizar la selección y mejora del diseño del precalentador de aire para obtener la capacidad de transferencia requerida.

3.7. Aspectos éticos

La presente investigación estará elaborada respetando los principios establecidos en el Decreto Legislativo N° 822 Ley sobre derecho de autor, y cumplir los criterios éticos que son referidos en el reglamento de la Universidad Cesar Vallejo.

IV. RESULTADOS

Se inició la investigación determinando la relación aire combustible mediante balance estequiométrico, donde el coeficiente de exceso de aire es 2.45% por diseño de caldero TSXG.

RELACIÓN AIRE/COMBUSTIBLE

- Se determina el número de moles del análisis documental (ANEXO N°4).

$$\text{carbón} = \frac{82.14}{12} = 6.845 \text{ kmol}$$

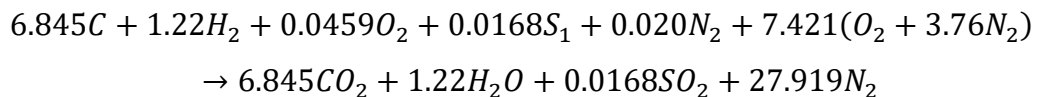
$$\text{hidrogeno} = \frac{1.22}{1} = 1.22 \text{ kmol}$$

$$\text{Azufre} = \frac{0.54}{32} = 0.0168 \text{ kmol}$$

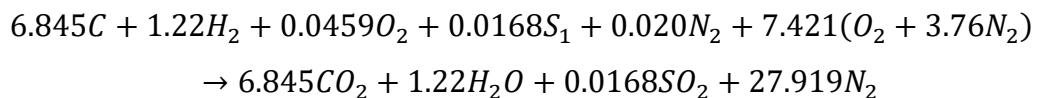
$$\text{Nitrogeno} = \frac{0.57}{28} = 0.020 \text{ kmol}$$

$$\text{carbón} = \frac{1.47}{32} = 0.0459 \text{ kmol}$$

- La ecuación de la combustión ideal $\alpha = 1$ es:



- Entonces su relación aire combustible (teórico):



$$R_{a/cble} = \frac{7.42 * 32 + 7.42 * 3.76 * 28}{6.845 * 1 * 12 + 1.22 * 2 * 1 + 0.0045 * 2 * 32 + 0.0168 * 1 * 32 + 0.020 * 2 * 28}$$

$$R_{a/cble} = 11.42 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg cble}}$$

- Ahora se calculara con $\alpha = 2.45$ (exceso de aire de caldera trupal), Entonces su relación aire combustible (real):

$$R_{a/cble} = \frac{7.42 * 2.45(32 + 3.76 * 28)}{6.845 * 1 * 12 + 1.22 * 2 * 1 + 0.0045 * 2 * 32 + 0.0168 * 1 * 32 + 0.020 * 2 * 28}$$

$$R_{a/cble} = 28.0 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg cble}}$$

- CAUDAL MÁSIICO DE VAPOR DE LA CALDERA TSXG-TRUPAL.

Figura 9

Esquema de Cámara de Combustión



Nota: Elaboración Propia

1° REALIZO BALANCE DE ENERGÍA EN EL HOGAR DE LA CALDERA, PARA DETERMINAR LA CANTIDAD DE COMBUSTIBLE QUE CONSUME (ANEXO N°6)

$$Q_{cble} + Q_{aire} = Q_{G.C}$$

$$m_{cble} * PCI + m_{aire} * h_{aire} = m_{GC} * h_{GC}$$

$$m_{cble} * PCI + R_{\frac{a}{cble}} * m_{cble} * h_{aire} = \left(1 + R_{\frac{a}{cble}}\right) * m_{GC} * h_{GC}$$

$$R_{aire-cble} = \frac{PCI - h_{gc}}{h_{gc} - h_{aire}} = \frac{28850_{kg}^{kj} - 1190.87_{kg}^{kj}}{1190.87_{kg}^{kj} - 160.68}$$

$$R_{aire-cble} = 26.84 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg cble}}$$

- Sabemos flujo másico de vapor de la caldera: $112.1 \frac{tn}{hr}$

$$m_v = 112.1 \frac{tn}{hr} * 1000 \frac{kg}{tn} * \frac{1hr}{3600 seg} = 31.138 \frac{kg}{seg}$$

- Calor útil de la caldera TSXG (ANEXO N°5)

Tabla 5

Propiedades Termo físicos del Agua y Vapor Sobrecalentado

AGUA		VAPOR SOBRECALENTADO	
T °C	Cp. (kJ/kg)	T °C	h (kJ/kg)
91.5	4.2058	482.9	3373.39

Nota: Elaboración Propia

$$Q_{u-cald} = m_{vapor} * (h_{vapor} - h_{agua})$$

$$Q_{u-cald} = 31.14 \frac{kg}{seg} * (3373.39 \frac{kJ}{kg} - 384.83 \frac{kJ}{kg})$$

$$Q_{u-cald} = 93,054.957 Kw$$

- Entonces determinamos la eficiencia de la caldera actual seria:

$$\eta_{cald} = \frac{93054.957 \frac{kJ}{seg}}{4.61 \frac{kg}{s} * (28850 + 26.84 * 160.68) \frac{kJ}{kg}}$$

$$\eta_{cald} = 0.6086 \approx 60.86 \%$$

- El caudal de aire que ingresa a la cámara de combustión será:

$$m_{aire} = R_{aire/cble} * m_{cble} \frac{kg}{seg}$$

$$m_{aire} = 26.84 * 4.61 = 123.73 \frac{kg}{seg}$$

- Caudal de gases de combustión de la salida de la cámara de combustión:

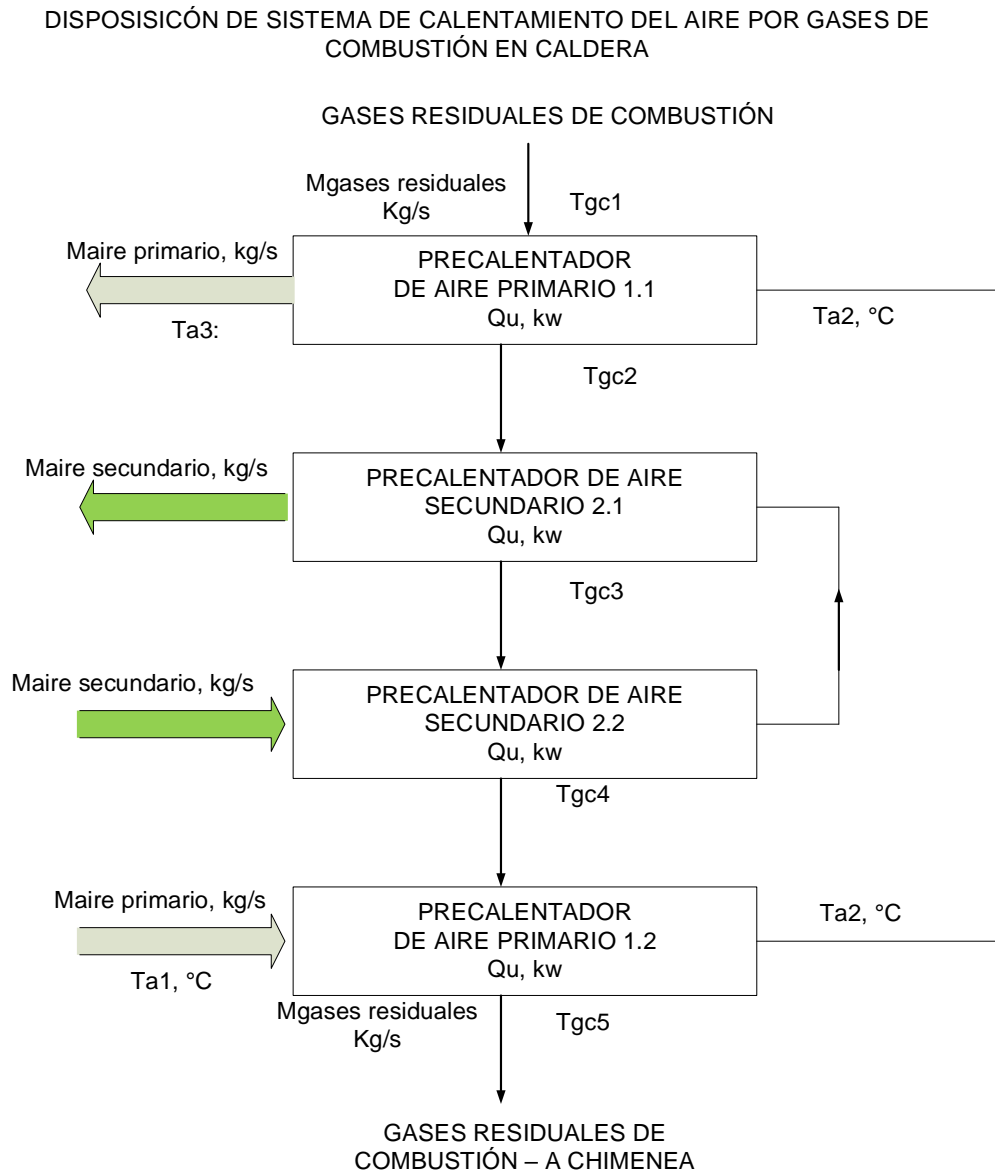
$$m_{cble} + m_{aire} = m_{G.C}$$

$$m_{G.C} = 123.73 \frac{kg}{seg} + 4.61 \frac{kg}{seg} = 128.34 \frac{kg}{seg}$$

2° BALANCE DE MASA Y ENERGÍA DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AIRE POR GASES RESIDUALES DE COMBUSTIÓN

Figura 10

Disposición de Sistema de Precalentadores de Aire.



Nota: Elaboración Propia

$$Q_{u-gc} \text{ (kw)} = Q_{u-aire} \text{ (kw)}$$

$$m_{gc} \frac{\text{kg}}{\text{seg}} * (h_{gc1} - h_{gc2}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = m_{aire} \frac{\text{kg}}{\text{seg}} * (h_{a2} - h_{a1}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- Nuestra investigación se basa en el Precalentador Primario N° 1.2:

Tabla 6

Propiedades Termo físicas Actuales del Precalentador Primario 1.2

Datos de los gases calientes		Datos del aire primario	
$m_{gc} \frac{kg}{seg}$	128.34	$m_{aire} \frac{kg}{seg}$	59.39
$T_{gc4} \text{ } ^\circ C$	211.4	$T_{a2} \text{ } ^\circ C$	¿?
$h_{gc4} \frac{kJ}{kg}$	232.82	$h_{a2} \frac{kJ}{kg}$	¿?
$T_{gc5} \text{ } ^\circ C$	195.4	$T_{a1} \text{ } ^\circ C$	45.8
$h_{gc5} \frac{kJ}{kg}$	214.07	$h_{a1} \frac{kJ}{kg}$	46.12

Nota: Elaboración Propia

- Calor útil Precalentador primario N°-1.2, $Q_{u-1.2}$:

$$Q_{u-1.2} = m_{gc} \left(\frac{kg}{s} \right) * (h_{gc4} - h_{gc5}) \left(\frac{kJ}{kg} \right) = 128.34 \frac{kg}{s} * (232.82 - 214.07) \frac{kJ}{kg}$$

$$= 2,406.375 \text{ kw}$$

- Cálculo de temperatura de salida aire del Precalentador Primario N° 1.2; T_{a2}

Del balance de energía:

$$Q_{u-1.2} = 2406.375 = 59.39 \frac{kg}{seg} * (h_{a2} - 46.12) \frac{kJ}{kg}$$

Resulta:

$$h_{a2} = 86.64 \frac{kJ}{kg} \rightarrow T_{a2} = 86.04 \text{ } ^\circ C$$

- Nuestra investigación se basa en el Precalentador Primario N° 1.1:

Tabla 7

Propiedades Termo físicas Actuales del Precalentador de Aire 1.1

Datos de los gases calientes		Datos del aire primario	
$m_{gc} \frac{kg}{seg}$	128.34	$m_{aire} \frac{kg}{seg}$	59.39
$T_{gc1} \text{ } ^\circ C$	267.4	$T_{a3} \text{ } ^\circ C$	¿?
$h_{gc1} \frac{kJ}{kg}$	297.83	$h_{a3} \frac{kJ}{kg}$	¿?
$T_{gc2} \text{ } ^\circ C$	251.4	$T_{a2} \text{ } ^\circ C$	86.04
$h_{gc2} \frac{kJ}{kg}$	279.00	$h_{a2} \frac{kJ}{kg}$	86.64

Nota: Elaboración Propia

- Calor útil en Precalentador Primario N°-1.1, $Q_{u-1.1}$:

$$Q_{u-1.1} = m_{gc} \left(\frac{kg}{s} \right) * (h_{gc1} - h_{gc2}) \left(\frac{kJ}{kg} \right) = 128.34 \frac{kg}{s} * (297.83 - 279) \frac{kJ}{kg}$$

$$= 2,416.64 \text{ kw}$$

- Cálculo de temperatura de salida del Precalentador Primario N° 1.2; T_{a3}

Del balance de energía:

$$Q_{u-1.1} = 2416.64 = 59.39 \frac{kg}{seg} * (h_{a3} - 86.64) \frac{kJ}{kg}$$

Despejando y procesando:

$$h_{a3} = 127.33 \frac{kJ}{kg} \rightarrow T_{a3} = 126.45 \text{ } ^\circ C$$

3° CÁLCULO DE LAS POTENCIAS ÚTILES DE CADA PRECALENTADOR DE AIRE POR GASES DE COMBUSTIÓN

- a) Calor útil del Precalentador Primario N° 1.1, $Q_{u-1.1}$:

$$Q_{u-1.1} = m_{gc} \left(\frac{kg}{seg} \right) * (h_{gc1} - h_{gc2}) \frac{kJ}{kg} = 128.34 * (297.83 - 279) = 2,416.64 \text{ kw}$$

- b) Calor útil del Precalentador Primario N° 2.1, $Q_{u-2.1}$:

$$Q_{u-2.1} = m_{gc} \left(\frac{\text{kg}}{\text{seg}} \right) * (h_{gc2} - h_{gc3}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 128.34 * (279 - 259.34) = 2,523.16 \text{ kw}$$

c) Calor útil del Precalentador Primario N° 2.2, $Q_{u-2.2}$:

$$Q_{u-2.2} = m_{gc} \left(\frac{\text{kg}}{\text{seg}} \right) * (h_{gc3} - h_{gc4}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 128.34 * (259.34 - 232.82) = 3,403.57 \text{ kw}$$

d) Calor útil del Precalentador Primario N°1.2, $Q_{u-1.2}$:

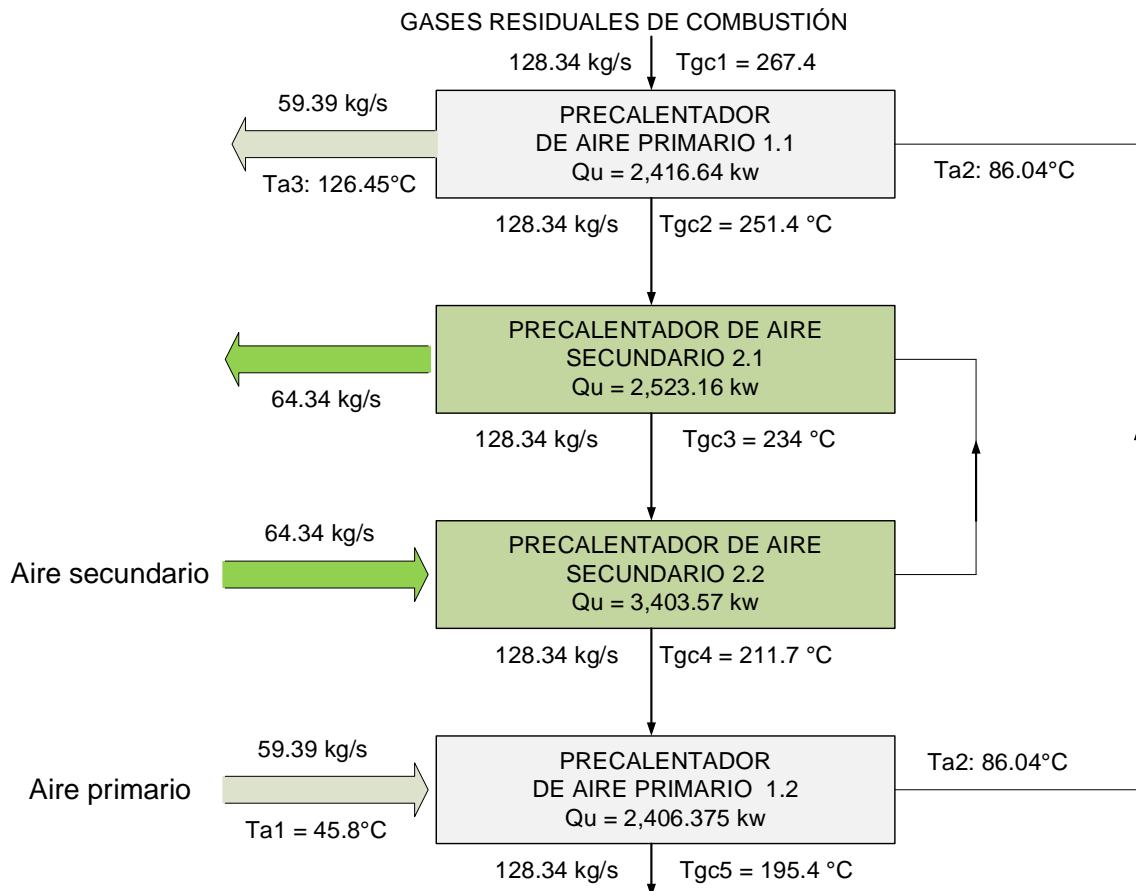
$$Q_{u-1.2} = m_{gc} \left(\frac{\text{kg}}{\text{seg}} \right) * (h_{gc4} - h_{gc5}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 128.34 * (232.82 - 214.07) = 2,406.37 \text{ kw}$$

- Acomodamos los resultados en el sistema de precalentador de aire

Figura 11

Balance de Masa y Energía Actual del Precalentador de Aire

BALANCE DE MASA Y ENERGÍA ACTUAL EN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AIRE POR GASES RESIDUALES EN CALDERA TXG



Nota: Elaboración Propia

- Se observa que el calentador Nro. 1.2, de calentamiento inicial del aire primario, es susceptible de mejoramiento, mediante un rediseño, para aumentar su capacidad de calentamiento.
- Se deberá obtener una reducción del gas de chimenea, **Tgc5**, pues una parte del calor contenido en este gas, se aprovechará para precalentar el aire, objetivo del presente estudio. CONSIDERANDO PUNTO DE ROCIO (ANEXO N°6)

4° CÁLCULO DEL CALOR ÚTIL FINAL DEL PRECALENTADOR PRIMARIO 1.2

Se considera para el rediseño:

Tabla 8

Propiedades Mejoradas de los Gases Calientes del Precalentador 1.2

GASES CALIENTES DE SALIDA DEL PRECALENTADOR DE AIRE N°1.2	
T °C	h (kJ/kg)
180	197.44

Nota: Elaboración Propia

- Resulta el flujo térmico útil nuevo, $Q_{u-1.2.Nuevo}$

$$Q_{u-1.2.Nuevo} = m_{gc} \left(\frac{kg}{seg} \right) * (h_{gc4} - h_{gc5}) \frac{kJ}{kg}$$

$$128.34 * (232.82 - 197.44) = 4,540.67 \text{ kw}$$

$$Q_{u-1.2} = 4,540.67 \text{ kw} = 59.39 \frac{kg}{seg} * (h_{a2} - 46.12) \frac{kJ}{kg}$$

- Resulta:

$$h_{a2(nuevo)} = 122.57 \frac{kJ}{kg} \rightarrow T_{a2} = 121.72 \text{ °C}$$

- Aumento de capacidad de calentamiento del precalentador de aire N° 1.2:

$$\Delta Q_u = Q_{u2} - Q_{u1} = 4,540.67 - 2,406.37 = 2,134.30 \text{ Kw}$$

- Se observa que el incremento de calor útil del precalentador de aire inicial es bastante significativo.

4° CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL AIRE PRIMARIO FINAL.

- Este valor se dará en el precalentador de aire N° 1.1. El calor útil se mantiene igual, el calentador no sufrirá ninguna modificación, para no afectar las capacidades y el funcionamiento de los calentadores de aire secundario.

$$Q_{u-1.1} = 2,416.64 \text{ kw} = 59.39 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} * (h_{a3}(\text{nuevo}) - 122.57) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\rightarrow h_{a3}(\text{nuevo}) = 163.26 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\rightarrow T_{a3}(\text{nueva}) = \mathbf{162.13 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

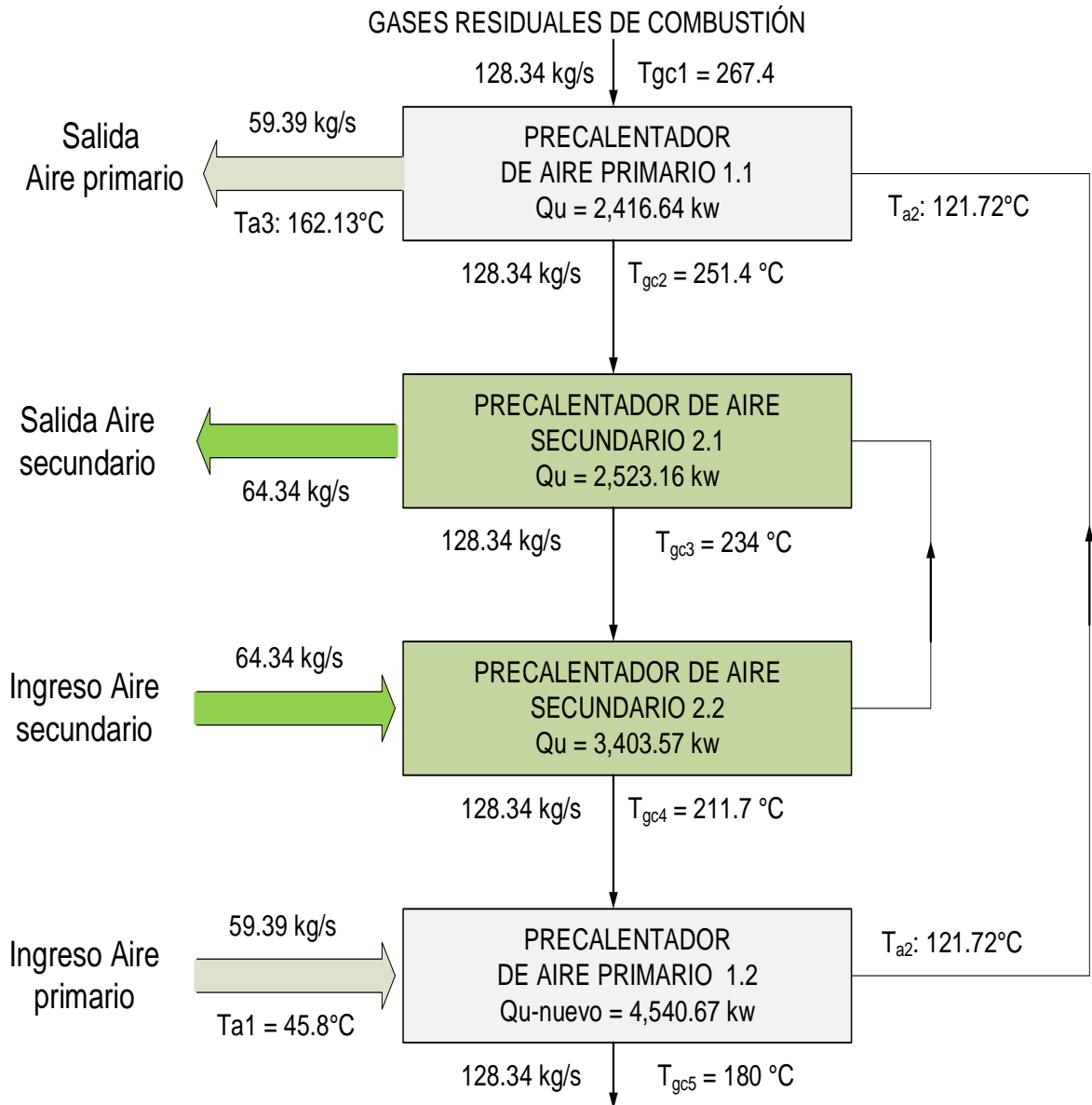
- Resulta el incremento del aire fresco para combustión del carbón en caldera:

$$\Delta T = T_{a3} \text{ nueva} - T_{a3} \text{ inicial} = 162.13 - 126.45 = 35.68 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Figura 12

Balance de Masa y Energía Proyectoado con Mejorado para Precalentador de aire

BALANCE DE MASA Y ENERGÍA PROYECTADO EN SISTEMA DE PRECALENTADOR DE AIRE POR GASES RESIDUALES EN CALDERA TXG



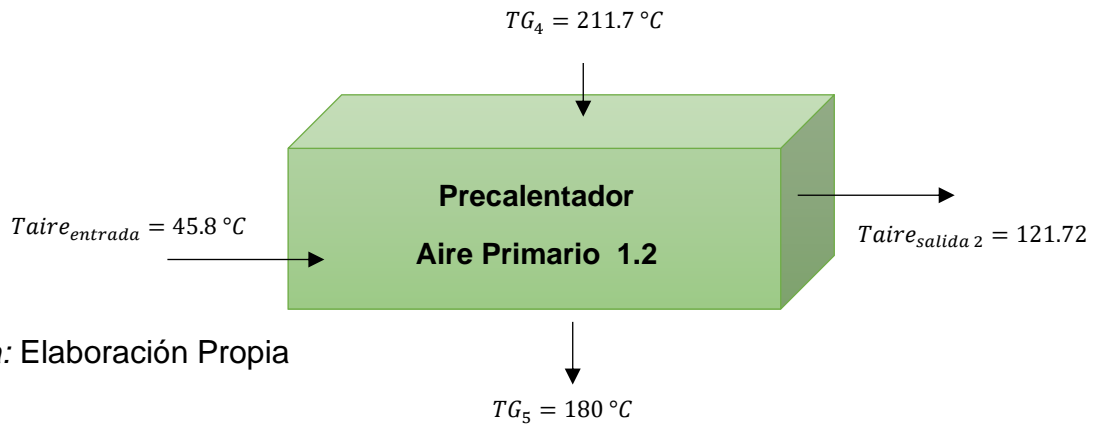
Nota: Elaboración Propia.

REDISEÑO

➤ Cálculo de Precalentador de Aire N° 1.2

Figura 13

Precalentador Aire Primario N° 1.2.



Nota: Elaboración Propia

Aire:

Se determina la temperatura promedio entre la entrada y salida del aire.

$$T_{promedio} = \frac{45.8 \text{ } ^\circ\text{C} + 121.7 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 83.75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

1° iteramos y hallamos sus propiedades termo físicas del aire.

Tabla 9

Propiedades Termo físicas Mejorado del Precalentador de Aire Primario 1.2

T °C	Densidad	Conductividad Térmica	Viscosidad Cinemática	Numero de Prandt
	kg/m ³	W/mk* 10 ⁻³	m ² /seg * 10 ⁻⁶	Pr
83.75	0.996	29.79	21.35	0.7145

Nota: Elaboración Propia

- Flujo másico unitario de aire en cada tubo del calentador, munit-ai:
- Número de tubos, Nt: 1386 actual.
- Flujo másico total de aire, mai-t: 59.39 kg/s

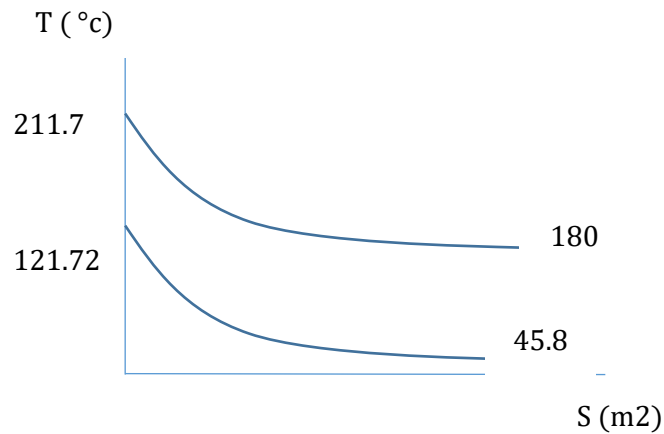
$$m_{unit-ai} \left(\frac{kg}{s * tubo} \right) = \frac{m_{ai-t} (kg/s)}{N_t (tubos)} = \frac{59.39}{1386} = 0.0427$$

- Se realizó una hoja de cálculo (.xls) con diversos diámetros del tubo de aire, determinando la caída de presión, y determinar el diámetro óptimo que de la menor caída de presión, para igual calor útil, Q_u (Anexo N°6).
- Esta condición la cumple el tubo de 3''
- Calor útil nuevo en calentador, $Q_u = 4'540,670 \text{ w}$

Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD)

Figura 14

Gráfico de LMTD



Nota: Elaboración Propia

$$T = \sqrt{(211.7^\circ\text{C} - 180^\circ\text{C})^2 + (121.72^\circ\text{C} - 45.8^\circ\text{C})^2}$$

$$T = 82.27^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{max} = 211.7^\circ\text{C} - 121.72^\circ\text{C} = 89.98^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{min} = 180^\circ\text{C} - 45.8^\circ\text{C} = 134.2^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{82.27^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{89.98^\circ\text{C} + 134.2^\circ\text{C} + 82.27^\circ\text{C}}{89.98^\circ\text{C} + 134.2^\circ\text{C} - 82.27^\circ\text{C}}\right)} = 106.863^\circ\text{C}$$

Superficie de intercambio de calor, ST (m²)

Diámetro exterior del tubo de $d_n = 3''$: $d_{ext} = 0.0889$ (Anexo N°7)

Longitud de un tubo: 7.02 m

Superficie unitaria de intercambio de calor, S_{unit} :

$$S_{unit-IC}(m^2) = \pi * L_{tubo}(m) * d_{ext}(m)$$

$$S_{unit-IC}(m^2) = \pi * 7.02(m) * 0.0889(m) = 1.96 m^2$$

Superficie total de intercambio de calor, S_T :

$$S_T = N_{tubos}(tubos) * S_{unit-IC} \left(\frac{m^2}{tubo} \right)$$

$$S_T = 1,386(tubos) * 1.96 \left(\frac{m^2}{tubo} \right) = 2,716.56 m^2$$

Coefficiente global de transferencia de calor, K_G :

De la ecuación de capacidad de transferencia de calor:

$$Q_u(w) = K_G \left(\frac{w}{m^2 * ^\circ C} \right) * S_{IC}(m^2) * \Delta T_m(^{\circ}C)$$

Despejando, reemplazando y despejando:

$$K_G \left(\frac{w}{m^2 * ^\circ C} \right) = \frac{Q_u(w)}{S_{IC}(m^2) * \Delta T_m(^{\circ}C)}$$

$$K_G \left(\frac{w}{m^2 * ^\circ C} \right) = \frac{4'540,670(w)}{2,716.56(m^2) * 106.863(^{\circ}C)} = 15.64$$

Este valor servirá de base para determinar los coeficientes de transferencia de calor por convección, h_{int} ($w/m^2 * ^\circ C$) y h_{ext} ($w/m^2 * ^\circ C$).

- Cálculo del coeficiente h_{int} ($w/m^2 * ^\circ C$) (convección desde pared interna a aire)

El invariante de Nusselt, con la ecuación de Dittus Boelter:

$$Nu_{int-aire} = 0,023 * (Re)^{0,8} * (Pr)^{0,4} = \frac{h_{int} * d_{int}}{k_{aire}}$$

Siendo la velocidad del aire en el tubo, U_{aire} :

$$U_{\text{aire}} \left(\frac{m}{s} \right) = \frac{m_{\text{unit-aire}} \left(\frac{kg}{s} \right)}{\rho_{\text{aire}} \left(\frac{kg}{m^3} \right) * S_t(m^2)} = \frac{0.0427}{0.996 * 0.00476} = 9$$

Siendo S_t : sección transversal del tubo de 3":

$$S_t(m^2) = \pi * \frac{0.00779^2}{4} = 0.00476 m^2$$

El número de Reynolds:

$$Re_{\text{int-aire}} [-] = \frac{U_{\text{aire}} \left(\frac{m}{s} \right) * d_{\text{int}} (m)}{v \left(\frac{m^2}{s} \right)}$$

$$Re_{\text{int-aire}} = \frac{9 m/seg * 0.0779m}{21.35 \times 10^{-6} m^2/seg}$$

$$Re_{\text{int-aire}} = 32,838.41 \text{ Es flujo turbulento}$$

- Se continua con el número de Nusselt (mediante tabla de anexo N°8)

$$Nu_{\text{int-aire}} = 0,023 * (32,838.41)^{0,8} * (0.7145)^{0.4}$$

$$Nu_{\text{int-aire}} = 82.49$$

- Coeficiente de convección interior, $h_{\text{int-aire}}$:

$$h_{\text{int-aire}} = \frac{82.49 * 29.79 * 10^{-3} w/mk}{0.0779 m}$$

$$h_{\text{int-aire}} = 31.545 \text{ W}/m^2 * k$$

Gases Caliente:

Una vez determinado del aire se calculan los gases calientes que pasan externamente en el banco de tubos y como mejora se determina una posición tubular tresbolillo respetando la distancia longitudinal y transversal (anexo N°9):

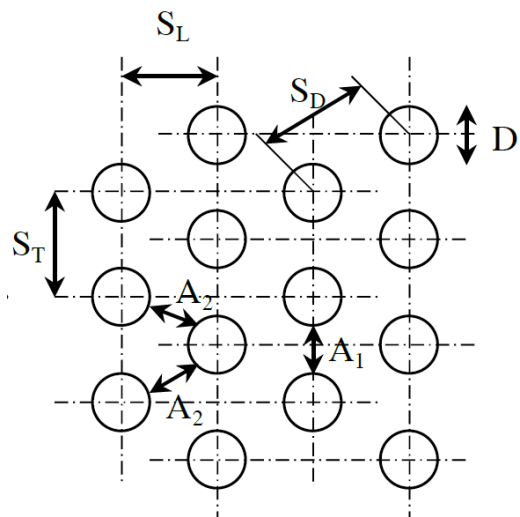
Modificar los parámetros de operación del precalentador para verificar el aumento de sus eficiencias se consideró una matriz de selección.

MATRIZ DE SELECCIÓN DE DISEÑO								
CONCEPTOS: SELECCIÓN POSICION DE TUBOS PARA TRANSFERENCIA								
CRITERIO DE SELECCIÓN	PESO	RECTANGULAR		TRESBOLILLO		ALETEADO		PUNTAJE TOTAL
		CLASIFICACION	PUNTAJACION PONDERADA	CLASIFICACION	PUNTAJACION PONDERADA	CLASIFICACION	PUNTAJACION PONDERADA	
MANTENIMIENTO	25%	6	1.5	7	1.75	4	1	
EFICIENCIA	30%	4	1.2	5	1.5	6	1.8	
DISEÑO	15%	5	0.75	6	0.9	7	1.05	
ENSUCIAMIENTO	10%	2	0.2	5	0.5	1	0.1	
COSTO DE FABRICACION	20%	6	1.2	7	1.4	5	1	
PUNTAJE TOTAL			4.85		6.05			4.95
RANGO			3		1		2	
¿CONTINUA?			NO		SI		NO	

Tabla 10

Posición Tresbolillo Mejorado del Banco de Tubos

Datos de tubos	
ϕ_{ext}	88.90 mm
ϕ_{int}	77.90 mm
espesor	3.38 mm
Longitud	7020 mm
cantidad	1386
Distancias	
S_L	100 mm
S_T	100 mm
S_D	



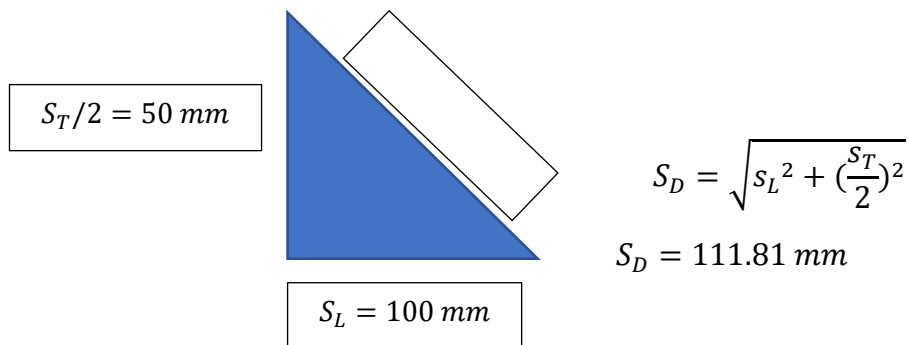
Nota: Elaboración Propia

- De acuerdo a condición de relación indicada por (CENGEL, 2004) para banco escalonado (en tresbolillo), Sí: $2A_D > A_T$

Se considera:

$$V_{\text{máx-GC}} = \frac{S_T}{S_T - D} * V$$

Entonces:



$$A_T = (S_T - D) = 100 - 88.9 = 11.10 \text{ mm}$$

$$A_D = (S_D - D) = 111.81 - 88.9 = 22.91 \text{ mm}$$

$$2A_D > A_T$$

$$45.82 > 11.10$$

Se considera:

$$V_{\text{máx-GC}} = \frac{100 * 10^{-3} \text{ m}}{100 * 10^{-3} \text{ m} - 88.90 * 10^{-3} \text{ m}} * 2.92 \text{ m/seg} = 26.306 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

2° Iteramos y hallamos sus propiedades termo físicas de los gases calientes.

- Se determina la temperatura promedio entre la entrada y salida del fluido mejorados.

$$T_{\text{promedio}} = \frac{211.7 \text{ }^\circ\text{C} + 180 \text{ }^\circ\text{C}}{2} = 198.35 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tabla 11

Propiedades termo físicas promedio de gases calientes precalentador 2.1

T °C	Conductividad Térmica	Viscosidad Cinemática	Numero de Prandtl
	$W/mk * 10^{-2}$	$m^2/seg * 10^{-6}$	Pr
198.35	3.9977	32.61	0.67033

Nota: Elaboración Propia

- El número de Reynolds de los gases caliente en banco de tubos tresbolillo:

$$Re_{ext-GC} = \frac{26.306 \frac{m}{seg} * 88.90 \times 10^{-3} m}{32.61 \times 10^{-6} \frac{m^2}{seg}}$$

$$Re_{GC} = 71,714$$

- Se continua con el número de Nusselt de los gases caliente (mediante tabla de anexo N°8)

$$\frac{SL}{D} = 2.99$$

$$\frac{ST}{D} = 1.94$$

Por disposición de banco de tubos de tipo escalonado o tresbolillo.

Tabla 12

Disposición C y M en banco de tubos Tresbolillo de gases calientes Mejorado

ST/D \ SL/D	2.99	
	c	m
11.94	0.4535	0.568

Nota: Elaboración Propia

$$Nu_{ext-GC} = \varepsilon * C * Re^m * Pr^n$$

$$Nu_{ext-GC} = 1 * 0.518 * (71,714)^{0.556} * (0.67033)^{0.3}$$

$$Nu_{GC} = 230$$

- Coeficiente de convección de gases caliente:

$$h_{ext-GC} = \frac{230 * 3.9977 * 10^{-2} \text{ w/mk}}{0.08890 \text{ m}}$$

$$h_{ext-GC} = 103.427 \text{ W/m}^2 * k$$

3° Coeficiente Global de Transferencia de Calor. (Considerar tabla de valores de incrustamiento, ANEXO N°10)

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{31.545 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{1}{103.427 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{0.0055 \text{ m}}{50 \frac{W}{m K}} + 0.001 \frac{m^2 * K}{W} + 0.018 \frac{m^2 * K}{W}}$$

$$K_G = 16.54 \frac{W}{m^2 * k}$$

Se observa que el coeficiente calculado de transferencia global de calor es igual a 16.54 w / (m2*°C), mayor al necesario, de 15.64 w / (m2*°C)

- Cálculo de capacidad real de transferencia de calor

$$Q_{u-n}(\text{kW}) = K_G \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * \Delta T_m(^{\circ}C) * S_{IC}(m^2) * 10^{-3}$$

$$Q_{u-n}(\text{kW}) = 16.54 \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * 106.863(^{\circ}C) * 2716.56(m^2) * 10^{-3} = 4,801$$

Se observa que existe una diferencia de transferencia de calor de: 4801 – 4540 = 261 kW, mayor que en el cálculo proyectado, da seguridad operacional.

- **Cálculo de caída de presión en calentador, Δp (mm columna de agua)**

Se utiliza la ecuación de Darcy para tubos rectos, considerando que no existen curvas en el calentador:

$$\Delta p = 0.022 * \frac{7.02 (m) * 9^2 \left(\frac{m^2}{s^2} \right) * 0.996 \left(\frac{kg}{m^3} \right)}{2 * 0.0889(m)}$$

$$\Delta p = 70 \text{ Pa} = 7 \text{ mm col H}_2\text{O}$$

- Rendimiento del sistema de calentamiento de aire por gases residuales

a) En condiciones actuales:

Siendo

$$Q_{u1} : Q_{u-P1.1} + Q_{u-P2.1} + Q_{u-P1.2} + Q_{u-P2.2}$$

$$Q_u = 2,416.64 + 2,513.16 + 3,403.57 + 2,406.375 = 10,743.745 \text{ kW}$$

Calor total

$$Q_{total} = m_{gc} \left(\frac{kg}{seg} \right) * h_{gc-1} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

m_{gc} = flujo masico de los gases calientes

h_{gc} = entalpia de gases caliente – entrada al primer calentador 1.1

$$Q_{total} = 128.34 \left(\frac{kg}{seg} \right) * 232.82 \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

$$Q_{total} = 29,880.11 \text{ kW}$$

$$\eta_{IC\ 1.2} = \frac{Q_{u1}}{Q_T} * 100 = \frac{10,749.745}{29,880.11} * 100 = 35.95 \%$$

b) En condiciones proyectadas:

$$\eta_{IC\ 1.2-Proyectado} = \frac{Q_{u2}}{Q_T} * 100 = \frac{12,883.37}{29,880.11} * 100 = 43.11 \%$$

Siendo

$$Q_{u1} = Q_{u-P1.1} + Q_{u-P2.1} + Q_{u-P1.2} + Q_{u-P2.2}$$

$$Q_u = 2,416.64 + 2,523.16 + 3,403.57 + 4,540 = 12,883.37 \text{ kW}$$

Incremento de Eficiencia Térmica en Sistema de Calentamiento de Aire por Gases Residuales en Caldera TRUPAL TSXG:

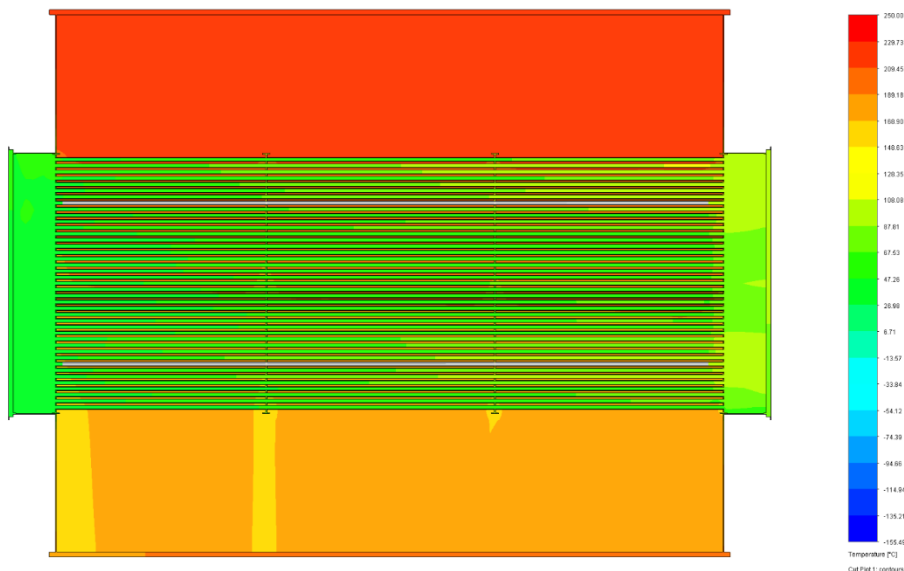
$$\Delta\eta_{IC} = \eta_1 - \eta_2 = 43.11 \% - 35.95 \% = 7.16 \%$$

Modelar en 3d y simular con herramienta Flow Simulation del software Solidworks®.

- Simulación del recorrido y transferencia de calor graficas del precalentador de aire con parámetros actuales de operatividad.

Figura 15

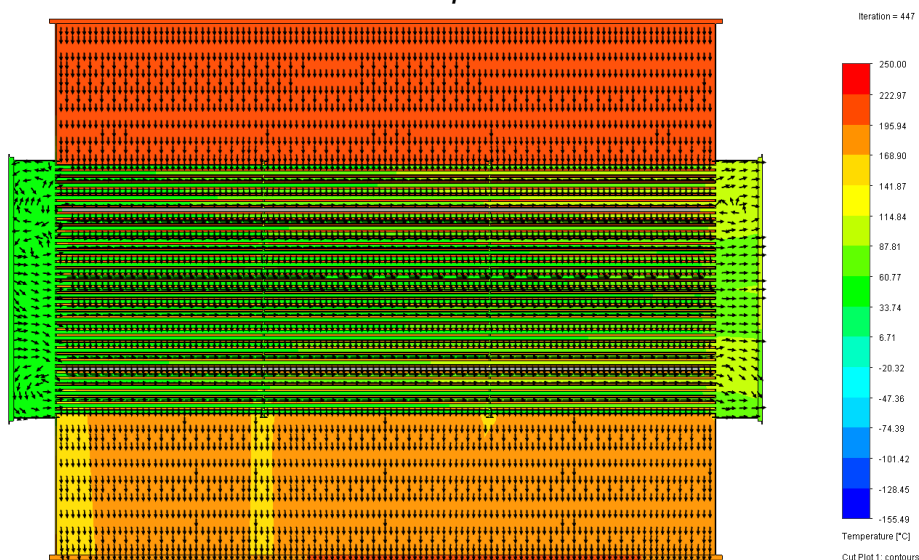
Simulación del Precalentador de Aire con parámetros actuales.



Nota: Elaboración Propia

Figura 16

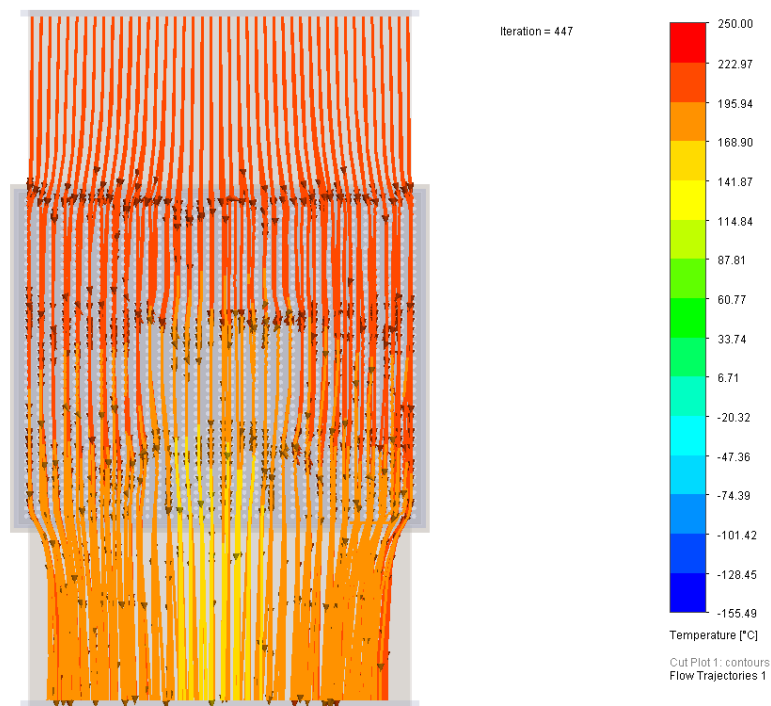
Trayectoria de los fluidos dentro del precalentador de aire actual.



Nota: Elaboración Propia

Figura 17

Vista Transversal del precalentador con Haz de tubos posición Alineado.



Nota: Elaboración Propia

- Simulación del recorrido y transferencia de calor en graficas del precalentador de aire con parámetros de mejora propuestas en la investigación.

Resultados de temperatura del aire:

- Entrada:

Local Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Temperature (Fluid) [°C]	45.80	50.76	45.80	45.80	14.4043

- Salida:

Local Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Temperature (Fluid) [°C]	92.75	168.33	122.02	121.82	14.4460

Resultados de temperatura de los gases caliente:

- Entrada:

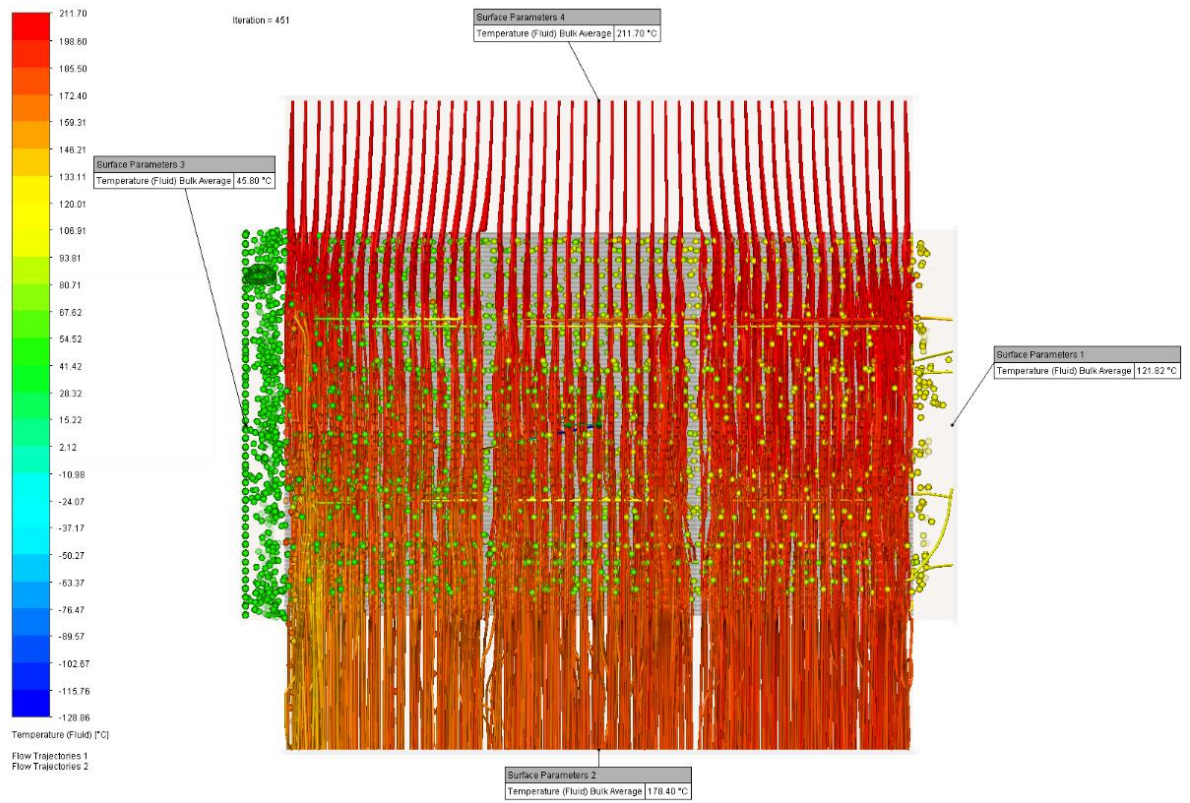
Local Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Temperature (Fluid) [°C]	211.70	211.70	211.70	211.70	21.8293

- Salida:

Local Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Temperature (Fluid) [°C]	140.18	193.89	178.19	178.40	21.7985

Figura 18

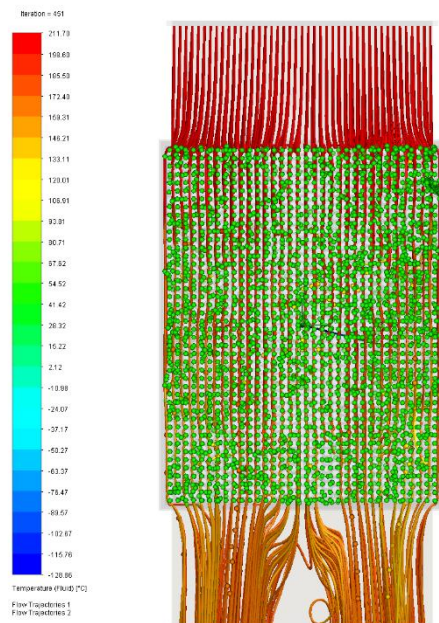
Simulación de precalentador de aire con parámetros mejorados.



Nota: Elaboración Propia

Figura 19

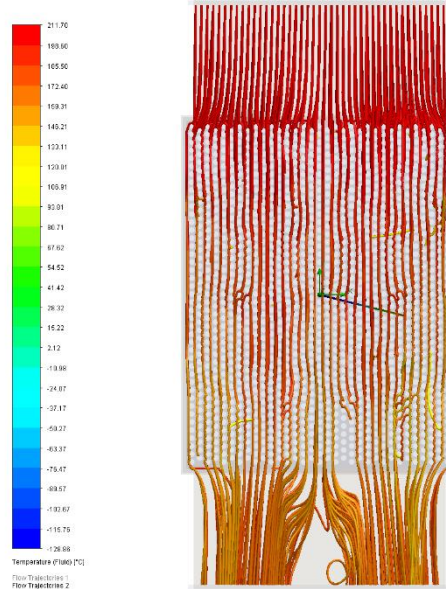
Trayectoria de los fluidos dentro del precalentador de aire mejorado.



Nota: Elaboración Propia

Figura 20

Vista Transversal del precalentador con haz de tubos posición tresbolillo.



Nota: Elaboración Propia

Evaluación económica de realizar la mejora en equipo precalentador de aire en caldera TSXG – TRUPAL S.A.

- Inversión en fabricación del precalentador mejorado.

Presupuesto de fabricación y montaje de precalentador de aire Primario			
Descripción		Sub-Total	
Ingeniería de Diseño	S/.	1,270.00	
Materiales e insumos de Fabricación	S/.	510,480.24	
Montaje de equipo precalentador	S/.	1,800.00	
Mano de Obra	S/.	13,385.00	
Total	S/.	526,935.24	

- Se realizó balance de energía en el hogar de la caldera, para determinar el ahorro de consumo de combustible, precio de 0.32 soles/kg (Osinermin, 2021), que presentara con la mejora proyectada a la temperatura de salida.
- Calor útil de la caldera:

$$Q_{u-cald} = 93,054.957 \text{ kw}$$

- Gasto en Consumo de carbón al año sin mejora:

Gasto de Consumo _{carbón}

$$= 24 \text{ horas/día} * 25 \text{ días/mes} * 12 \text{ mes} \left(\frac{\text{hr}}{\text{año}} \right) * 0.32 \frac{\text{soles}}{\text{kg}} \\ * 16,596 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$\text{Gasto de Consumo actual}_{\text{carbón}} = 38'237,184.00 \text{ soles/año}$$

- Determinamos el nuevo flujo másico de combustible con mejora del precalentador de aire.

$$R_{\text{aire-cble}} = \frac{PCI - h_{gc}}{h_{gc} - h_{\text{aire}}} = \frac{28850 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 1190.87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{1190.87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 163.26}$$

$$R_{\text{aire-cble}} = 26.92 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg cble}}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}} = \frac{93,054.957 \text{ kw}}{28850 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) + 26.92 \left(\text{kg} \frac{\text{aire}}{\text{kg}} \text{ cble} \right) * 163.26 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}} = 2.79 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \approx 10,044 \text{ kg/hr}$$

- Proyectando el gasto en consumo de carbón al año con mejora sería:

$$\text{Gasto de Consumo}_{\text{carbón}} = 24 * 25 * 12 \left(\frac{\text{hr}}{\text{año}} \right) * 0.32 \frac{\text{soles}}{\text{kg}} * 10,044 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$\text{Gasto de Consumo Mejorado}_{\text{carbón}} = 23'141,376.00 \text{ soles/año}$$

Beneficio económico anual, que se obtiene al reducir consumo carbón, implantando la mejora del precalentador de aire.

$$\text{Ahorro de : } \Delta \text{ Ahorro cble} = 38'237,184 - 23'141,376$$

$$\Delta \text{ Ahorro cble} = 15'095,808.00 \text{ soles/año}$$

Tiempo de retorno de la inversión, ROI.

$$R.O.I. = \frac{\text{Inversión (soles)}}{\text{Beneficio Económico} \left(\frac{\text{soles}}{\text{año}} \right)}$$

$$R.O.I. = \frac{526,935.24}{15'095,808.00} = 0.03490 \text{ años} \approx 12.74 \text{ días}$$

V. DISCUSIÓN

- Los datos actuales de los parámetros del precalentador de aire primario obtenidos son temperatura de los gases calientes de salida al exterior es de 195.4 °C en comparación con (Bocanegra Matta, 2017) en su tesis “influencia de los parámetros de operación en el rendimiento de la caldera pirotubular en una planta de harina” se observa que el valor de temperatura es de 220 °C ambos son datos altos considerados críticos para su investigación y mejora; el consumo de combustible (carbón antracita) obtenido de la empresa TRUPAL S.A. es de 16,600 kg/hr con una eficiencia de 60.86 % corroborando con (Montaño Marmolejo, 2007) en su tesis “Calculo de precalentadores de aire primario y secundario” brinda parámetros de consumo de combustible (bagazo) de 65,290 lb/hr con una eficiencia de 65.5% que respalda que los parámetros actuales del equipo están fuera de margen de operación; y por teoría (Cabazón, 2018) nos dice que los parámetros de participación en los intercambiadores de calor son la temperatura de los fluidos, el flujo

másico del fluido frío y caliente, cantidad de calor intercambiada y una superficie para transferir calor; por ende se considera nuestros datos idóneos para inicio de la investigación.

- Analizando los parámetros de temperatura, flujo másico de fluidos del precalentador de aire primario mediante cálculo termo físico, y con datos de la cámara de combustión sus operaciones presentan una relación de aire-combustible de $26.84 \frac{kg \text{ aire}}{kg \text{ cble}}$ y un calor útil 93,054.957 Kw de la caldera TSXG y mediante balance de masa y energía de cada equipo precalentador de aire resulta el precalentador primario N° 1.2 una potencia calorífica útil de 2,406.37 Kw, siendo susceptible de mejoramiento mediante rediseño, en su estudio (Flores Flores, 2014) con título “ Ahorro de energía mediante la optimización del control de la combustión y mejora de la eficiencia en la caldera de lecho fluidizado circulante de la empresa TRUPAL S.A.” nos indica que para obtener mayor eficiencia en generación de vapor influyen (reduciendo) la temperatura de los gases de escape y el exceso de aire quien manipulando estas variables mejoro su eficiencia de 73.96% hasta 84.36% en dicha caldera TSXG. En definición (Alderetes, 2016) indica que el objetivo del precalentador de aire es recuperar energía térmica de los gases calientes, incrementando la temperatura del hogar.
- Observando los parámetros actuales de operatividad se propuso mejorar la trayectoria de recorrido de los gases calientes en banco de tubos del tipo escalonado con tubería de 3” del mismo material y la misma cantidad, obteniendo una velocidad de aire de 9.02 m/seg, una pérdida de presión 8.03 mmca en el equipo; un aumento temperatura del aire de salida de 121.72 °C y disminución de temperatura de salida de los gases a 180 °C (punto de rocío) finalizando con una eficiencia 43.11 % del precalentador de aire primario N° 1.2; con un flujo volumétrico de 59.39 kg/seg de aire y 128.34 kg/seg de gases calientes (Bocanegra Matta, 2017) en su tesis “Influencia de los parámetros de operación en el rendimiento de la caldera

pirotubular en una planta de harina” determino que al reducirse el exceso de aire hasta un 30% y los disminuir los gases de escape de 220°C a 180°C (evitando el punto de rocío) permite un aumento de eficiencia del caldero; siendo respaldada nuestra mejora planteada, (Alderetes, 2016) nos dice que los tubos presentan longitud de 3000 mm hasta 9000 mm que siendo la disposición escalonada la forma más difundida para mejorar coeficientes de convección y estos equipos presentan parámetros de niveles de aire entre 6 – 11 m/seg y los gases calientes de 12 – 20 m/seg, estando nuestra propuesta entre dicho niveles.

- En la simulación del precalentador de aire con la herramienta Flow Simulation del software solidworks edición 2020 se diseñó, modelo e introdujo parámetros actuales y de mejora quien con sus resultados obtenidos respalda nuestra investigación y calculo desarrollados, donde el aumento de transferencia de calor a 4,540.67 Kw y de temperatura del aire a 121.72 °C con la propuesta de mejora del banco de tubos y aumento del diámetro, se da por satisfactorio nuestros objetivos planificados adicionando aire a la cámara de combustión de 162.13 °C, (Cabazón, 2018) en su tesis “Diseño y Cálculo de un Intercambiador de Calor” realizo una mejora de eficiencia de refrigeración de un motor de barco mediante agua de mar usando un intercambiador de calor que respaldo su investigación con el uso del programa de simulación de fluidos (Solidworks Flow Simulation) una herramienta computacional para la simulación del comportamiento del flujo en los intercambiadores de tubos y aletas en el que se usó la metodología de volúmenes finitos
- Se evaluó económicamente la mejora del precalentador, si disminuyendo de 16,596 *kg/hr* a 10,044 *kg/hr* de combustible (carbón antracita) genera un ahorro anual 15'095,808.00 *soles/año*, invirtiendo 526,935.24 soles en su fabricación, montaje del precalentador de aire, resulta un R.O.I. de 12.74 días. comparada con la tesina de (Montaño Marmolejo, 2007) titulada “Cálculo de precalentadores de aire primario y secundario”” concluyo en su investigación que cuando se encuentre en operación el

precalentador implementado; tendrá un consumo de 64,010 lb/hr de bagazo y una eficiencia de 66.8% que representa un ahorro de combustible de 10.51 toneladas diarias siendo anual de 3,153.15 toneladas de bagazo asumiendo 300 días al año de operación representándolo en dinero de ahorro para el ingenio 78'828,647 pesos colombianos respaldando nuestro resultados después de la mejora propuesta para el equipo.

VI. CONCLUSIONES

- Concluimos que los datos actuales del precalentador de aire primario son, gases caliente con una temperatura de ingreso a 211.7 °C saliendo hacia la atmosfera a 195.4 °C se intercambia calor con el aire de ingreso de 45.8°C saliendo a 126.45 °C hacia la cámara de combustión efectuando una relación aire-combustible de $26.84 \frac{kg \text{ aire}}{kg \text{ cble}}$ permitiendo conocer su estado actual de trabajo, presentando un exceso de aire de 2.45 % y una eficiencia del equipo de 35.95 %.
- Se calculó el diseño del precalentador primario es del tipo flujo cruzado, en arreglo tubular alineado, contiene 1386 tubos de 1 ½" SCH: 40, material A-56; que los 2 fluidos (aire y gases calientes), determinando su coeficientes externos e internos, se obtuvo un potencia del primer precalentador primario N°1.2 de $Q_{u-1.2} = 2,406.375 \text{ kw}$.

- Seleccionando un precalentador primario crítico para su mejora, respetando las variables a mejorar como la temperatura de salida de los gases calientes a 180°C (mayor a $T = 165^{\circ}\text{C}$ evitando punto de rocío) produciendo una salida del aire mejorado hacia la cámara de combustión a $T_{a3} = 162.13^{\circ}\text{C}$; resulta un coeficiente global de transferencia de calor $K_G = 16.54 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$, ampliando su superficie de intercambio de calor $S_T = 2,716.56 \text{ m}^2$; del cual mediante una hoja de cálculo (.xls) se obtuvo un diámetro de tubería $\varnothing 3''$ que brinda la menor caída de presión, produciendo un $Q_{u-1.2.Nuevo} = 4,540.67 \text{ kW}$, mejorando su eficiencia 43.11 %, se consideró apto la mejora a modelar en 3D y simularlo.
- Se diseñó el equipo precalentador de aire en 3d en software solidworks respetando las especificaciones del material, aplicando la mejora de diseño en tubo de 3'' acero al carbono posición tresbolillo, y las variables de entrada como de salida quien serán nuestros parámetros de ingreso en la herramienta FLOW SIMULATION donde representara la trayectoria de los fluidos.
- Después del análisis de la teoría y refrendado con el estudio de (Montaño Marmolejo, 2007) Verificando que se obtuvo mejora en eficiencia del precalentador, se procedió a realizar evaluación económica, con una inversión de S/. 526,935.24, con un beneficio de ahorro de combustible de $6,912 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$ convirtiendo a $15'095,808.00 \text{ soles/año}$, resultando un tiempo de retorno de inversión $R. O. I. = \frac{526,935.24}{33'022,080.00} = 0.03490 \text{ año} \approx 12.74 \text{ dias}$.

VII. RECOMENDACIONES

- Se recomienda ampliar el uso de intercambiadores de calor para las empresas industriales de nuestra localidad ya que es aplicable para diferentes tipos de procesos tanto para el aire y agua presentes en la operatividad de una caldera.
- Se recomienda implementar inyectores de aire para el mantenimiento de limpieza de los tubos dentro del precalentador, con el objetivo de reducir las pérdidas por gases residuales por incrustamiento de las cenizas.
- Es obligatorio capacitar al personal de operación y cuidados de mantenimiento preventivo.
- Se recomienda realizar otros estudios con diferentes tipos de material de tubos.

REFERENCIAS

- Alderetes, C. O. (2016). *Calderas a Bagazo – Proyecto, operación y mantenimiento*. argentina.
- Ayala Tapia, E. L. (2005). *DESARROLLO DE PRECALENTADORES DE AIRE COMPACTOS PARA RECUPERAR ENERGIA DE LOS GASES DE ESCAPE EN CALDERAS INDUSTRIALES DE BAJA POTENCIA*. MEXICO.
- Bocanegra Matta, W. E. (2017). *Influencia de los parámetros de operación en el rendimiento de la caldera piro-tubular en una planta de harina,2017*. chimbote.
- Cabazón, L. J. (2018). *DISEÑO Y CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR*. cantabria.
- Cao, E. (1983). *Transmicion de Calor - Intercambiador de Calor*. Argentina.
- Cenge, Y. (2008). *Termodinamica*. Mexico: Mc graw Hill companies.
- CENGEL, Y. (2004). *TRANSFERENCIA DE CALOR*. MEXICO D.F.: MC GRAW HILL INTEROAMERICANA.
- Fernandez Benitez, J. A., & Carrochano Sanchez, C. (2014). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. España: Dextra.
- Fernandez Diez, P. (2015). *Centrales Termicas*.

- Flores Flores, I. J. (2014). *AHORRO DE ENERGÍA MEDIANTE LA OPTIMIZACIÓN DEL CONTROL DE LA COMBUSTION Y MEJORA DE LA EFICIENCIA EN LA CALDERA DE LECHO FLUIDIZADO CIRCULANTE DE LA EMPRESA TRUPAL S.A.* Nuevo Chimbote.
- Fuentes Díaz, D. ..., & Córdoba Tutaay, E. J. (2016). Ingeniería Modelado y simulación del flujo de intercambiadores de calor de tubos y aletas con cambio de fase en el refrigerante. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para*, 31-38. Obtenido de www.elsevier.es/rimni
- Gonzalez Mendizabal, D. (2002). *Intercambiadores de calor: Tipos generales y Aplicaciones.* Sartenejas.
- Holman, J. P. (1999). *Transferencia de Calor.* Mexico: Compañía Editorial S.A.
- Incropera, F. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor.* Mexico: Prentice hall Pearson.
- Mariño Diaz, O. (2018). *Diseño de un intercambiador de calor de tubos y carcasa (1-2) para una planta química asociada a una fundición pirometalúrgica.* Madrid.
- Medina Flores, J. M., Chavez Conde, E., Picon Nuñez, M., Pacheco Ibarra, J., Blanco Ortega, A., Rubio Maya, C., & Galvan Gonzalez, S. R. (2010). Simulación Dinámica de Intercambiadores de Calor Sujetos a Perturbaciones. *MEMORIAS DEL XVI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM* (pág. 7). Monterrey, Nuevo Leon: CENIDET.
- Meneses Prado, L. P., Díaz Pinilla, L. I., & González, G. (2019). Dinámica de fluidos computacional en el análisis de intercambiadores de calor de coraza y tubos. *Revista UIS Ingenierías*, 237-244. Obtenido de revistas.uis.edu.co/index.php/revistauisingenierias
- Montaño Marmolejo, R. E. (2007). *CALCULO DE PRECALENTADORES DEL AIRE PRIMARIO Y SECUNDARIO.* Santiago de Calí.
- Navarro, j. C. (27 de junio de 2016). *Silo.tips.* Obtenido de Silo.tips: <https://silo.tips/download/situacion-de-las-calderas-en-el-peru#>
- Salazar Valdez, J. F. (2001). *Diseño de Equipos de Transferencia de Calor.* Nuevo León.

Vargas Diaz, S. (2018). *ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA DEL LABORATORIO DE PLANTAS TÉRMICAS DE LA UNIVERSIDAD LIBRE*. bogota.

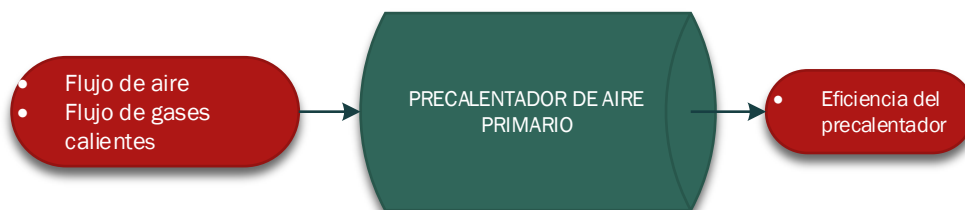
Welty, J. R. (1996). *Transferencia de calor Aplicada a la Ingeniería*. Mexico: Limusa S.A.

ANEXOS

Anexo 01. Matriz de operacionalización de variables

VARIABLE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN
Flujo dinámico de gases	Los gases residuales son mezclas de elementos, productos de la combustión que serán emitidos al medio ambiente.	Flujo producto de la combustión que sale del hogar para ser liberado por la chimenea de la caldera.	Flujo de gases Kg/s.	Razón
Flujo dinámico de aire.	Fluido que será obtenido del ambiente que presentara incremento de temperatura, para mezclarse con el combustible y producir ignición en el hogar.	Fluido que sale del precalentador de aire a una temperatura que ayudara en la ignición en el hogar de la caldera.	Flujo de aire Kg/s.	Razón
Eficiencia del precalentador	Es la relación de transferencia de calor real de convección entre los fluidos	Variable que relaciona las potencias del equipo precalentador.	Relación de aumento de calor %	Razón

Anexo 02. Diagrama de caja negra para el rediseño del precalentador de aire.



Anexo 03. Ficha de recolección de datos para caldera acuotubular

FICHA DE RECOLECCION DE DATOS			
DATOS DEL EQUIPO			
DESCRIPCION FISICA			
MODELO		MARCA	
DATOS DEL ENCARGADO			
NOMBRES Y APELLIDOS			
PROFESION:			
GRADO ACADEMICO:			
ACTIVIDAD LABORAL:			
TEMPERATURAS DE OPERACIÓN			
T° AIRE DE INGRESO A PRECALENTADOR PRIMARIO			
T° AIRE DE INGRESO A PRECALENTADOR SECUNDARIO			
T° AIRE DE SALIDA A PRECALENTADOR PRIMARIO			
T° AIRE DE SALIDA A PRECALENTADOR SECUNDARIO			
T° DE GASES CALIENTES DE INGRESO			
T° DE GASES CALIENTES INTERMEDIO 1			
T° DE GASES CALIENTES INTERMEDIO 2			
T° DE GASES CALIENTES DE SALIDA			
FLUJOS DE OPERACIÓN			
FLUJO DE AIRE PRIMARIO			
FLUJO DE AIRE SECUNDARIO			
FLUJO DE GASES CALIENTES TOTAL			
PRESIONES DE OPERACIÓN			
PRESION DE INGRESO DE AIRE PRIMARIO			
PRESION DE INGRESO DE AIRE SECUNDARIO			
PRESION DE SALIDA DE AIRE PRIMARIO			
PRESION DE SALIDA DE AIRE SECUNDARIO			
PRESION DE INGRESO DE GASES CALIENTES			
PRESION INTERMEDIA DE GASES CALIENTES 1			
PRESION INTERMEDIA DE GASES CALIENTES 2			
PRESION DE SALIDA DE GASES CALIENTES			
FECHA:			
<hr style="width: 20%; margin: auto;"/> <p style="text-align: center;">FIRMA</p>			

Anexo 04. Tabla de valores del combustible carbón antracita.

CARBON ANTRACITA	
Análisis Inmediato	
Elemento	%
Carbono	78.68
Material volátil	7.3
Humedad	5.76
Ceniza	8.26
total	100
PODER CALORIFICO INFERIOR	
6,902 cal/g	
Elemento	%
Carbono	82.14
Hidrogeno	1.22
Azufre	0.54
Nitrógeno	0.57
Oxigeno	1.47
Cloro	0.04
Humedad	5.76
Ceniza	8.26
Total	100
Tabla de Propiedades Químico	
Elemento	P.M
C	12
H	1
O	16
O2	32
N	14
N2	28
S	32

Anexo 05. Tabla de propiedades del aire.

Tabla 4.4.1: Propiedades del aire seco a presión atmosférica

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
-150	2.867	0.982	8.64	3.013	11.71	4.157	0.7246
-100	2.039	0.965	11.90	5.835	15.82	8.034	0.7263
-90	1.927	0.975	12.49	6.482	16.62	8.842	0.7330
-80	1.828	0.983	13.07	7.153	17.42	9.692	0.7381
-70	1.738	0.990	13.64	7.850	18.22	10.59	0.7414
-60	1.656	0.995	14.20	8.572	19.01	11.53	0.7433
-50	1.582	0.999	14.74	9.317	19.79	12.52	0.7440
-40	1.514	1.002	15.27	10.08	20.57	13.56	0.7436
-30	1.452	1.004	15.79	10.88	21.34	14.65	0.7425
-20	1.394	1.005	16.30	11.69	22.11	15.78	0.7408
-10	1.341	1.006	16.80	12.52	22.88	16.96	0.7387
0	1.292	1.006	17.29	13.38	23.64	18.17	0.7362
5	1.269	1.006	17.54	13.82	24.01	18.80	0.7350
10	1.247	1.006	17.78	14.26	24.39	19.44	0.7336
15	1.225	1.007	18.02	14.71	24.76	20.08	0.7323
20	1.204	1.007	18.25	15.16	25.14	20.74	0.7309
25	1.184	1.007	18.49	15.61	25.51	21.40	0.7296
30	1.164	1.007	18.72	16.08	25.88	22.08	0.7282
35	1.146	1.007	18.95	16.54	26.25	22.76	0.7268
40	1.117	1.007	19.18	17.02	26.62	23.45	0.7255
45	1.110	1.007	19.41	17.49	26.99	24.16	0.7241
50	1.092	1.007	19.63	17.97	27.35	24.87	0.7228
55	1.076	1.007	19.86	18.46	27.72	25.59	0.7215
60	1.060	1.007	20.08	18.95	28.08	26.31	0.7202
65	1.044	1.007	20.30	19.45	28.45	27.05	0.7190
70	1.029	1.007	20.52	19.95	28.81	27.79	0.7177
75	1.014	1.008	20.74	20.45	29.17	28.55	0.7166
80	0.999	1.008	20.96	20.97	29.53	29.31	0.7154
85	0.986	1.008	21.17	21.48	29.88	30.07	0.7143
90	0.972	1.008	21.39	22.00	30.24	30.85	0.7132
95	0.959	1.009	21.60	22.52	30.60	31.63	0.7121
100	0.946	1.009	21.81	23.05	30.95	32.42	0.7111
110	0.921	1.010	22.23	24.12	31.65	34.02	0.7092
120	0.898	1.011	22.64	25.21	32.35	35.64	0.7073
130	0.876	1.012	23.05	26.32	33.05	37.30	0.7057
140	0.854	1.013	23.45	27.44	33.74	38.98	0.7041
150	0.834	1.014	23.85	28.59	34.43	40.68	0.7027
160	0.815	1.016	24.24	29.74	35.11	42.40	0.7014
170	0.797	1.017	24.63	30.92	35.79	44.15	0.7003
180	0.779	1.019	25.01	32.11	36.46	45.92	0.6992
190	0.762	1.021	25.39	33.32	37.13	47.71	0.6983
200	0.746	1.023	25.77	34.54	37.79	49.53	0.6974
210	0.7306	1.025	26.14	35.78	38.45	51.36	0.6967
220	0.7158	1.027	26.51	37.04	39.10	53.21	0.6960
230	0.7016	1.029	26.88	38.31	39.75	55.08	0.6955
240	0.6879	1.031	27.24	39.60	40.40	56.97	0.6950
250	0.6748	1.033	27.60	40.90	41.04	58.88	0.6946
260	0.6621	1.035	27.95	42.22	41.67	60.81	0.6942
270	0.6499	1.037	28.30	43.55	42.31	62.75	0.6940
280	0.6382	1.040	28.65	44.90	42.93	64.72	0.6938
290	0.6269	1.042	29.00	46.26	43.56	66.69	0.6936
300	0.6159	1.044	29.34	47.64	44.18	68.69	0.6935

Anexo 06. Tabla de cálculo para determinar Diámetro de tubería

Dimensionamiento de calentador de aire por gases de caldera 1.2 en función de Qu y pérdida de presión							
Ingreso de datos							
Qu	w	4,540,670	4,540,670	4,540,670	4,540,670	4,540,670	4,540,670
DTm	°C	106.863	106.863	106.863	106.863	106.863	106.863
Dint	Pulgadas	1	1.25	1.5	2	2.5	3
Nr.tubos	Tubos	1386	1386	1386	1386	1386	1386
mai-prim	kg/s	59.39	59.39	59.39	59.39	59.39	59.39
densidad del aire	kg/m3	0.996	0.996	0.996	0.996	0.996	0.996
Coefficiente pérdida presión	-	0.022	0.022	0.022	0.022	0.022	0.022
Resultados							
Lt	m	7.02	7.02	7.02	7.02	7.02	7.02
Dint	m	0.0266	0.0351	0.0409	0.0525	0.0627	0.0779
Dext	m	0.0334	0.0422	0.0455	0.0603	0.0730	0.0889
st-unit	m2/ Tubo	0.00056	0.00097	0.00132	0.00216	0.00309	0.00477
ST (IC)	m2	1,020.93	1,289.92	1,390.79	1,843.18	2,231.38	2,717.40
KG	w/(m2*°C)	41.62	32.94	30.55	23.05	19.04	15.64
m-unit-ai-prim	kg/(s x tubo)	0.04285	0.04285	0.04285	0.04285	0.04285	0.04285
Velocidad aire en tubo	m/s	77.18	44.51	32.68	19.89	13.94	9.02
Pérdida de presión	mm H2O	1,719.96	434.40	200.65	57.97	23.85	8.03



Tubos A53 / A106 API 5L/GR B SCH40/80/160

Tubo de acero negro sin costura, tri-norma A53 / ASTM A106 / API 5L grado B x 6 metros de largo.

Desde 1/4" a 1 1/2" en corte recto, y desde 2" a 24" con extremos biselados.

Esta tubería está destinada a aplicaciones mecánicas y de presión y también es aceptable para usos ordinarios en la conducción de vapor, agua, gas, y las líneas de aire.

Este tipo de tubería es apta para ser soldada y roscada. La vida útil corresponde al uso en condiciones normales para lo que fue fabricada.



TUBERÍA DE ACERO

Tolerancia Dimensional

Espesor mínimo	-12.5% del valor nominal
Peso	+/-10% del valor nominal
Diámetro	1/8" hasta 1 1/2": +/- 1/64"; 2" hasta 24": +/-1% del valor nominal

Propiedades Mecánicas

Resistencia a la Tracción, min	60000 PSI (415 MPa)
Fuercia, min	35000 PSI (240 MPa)

Diámetro Nominal	Dimen. Exterior	SCH-40		SCH-80		SCH-160	
		Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso
Pulgadas	mm	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m
1/4	13.7	2.24	0.63	3.02	0.80	-	-
3/8	17.1	2.31	0.84	3.20	1.10	-	-
1/2	21.3	2.77	1.27	3.73	1.62	4.78	1.95
3/4	26.7	2.87	1.69	3.91	2.20	5.56	2.90
1	33.4	3.38	2.50	4.55	3.24	6.35	4.24
1 1/4	42.2	3.56	3.39	4.85	4.47	6.35	5.61
1 1/2	48.3	3.68	4.05	5.08	5.41	7.14	7.25
2	60.3	3.91	5.44	5.54	7.48	8.74	11.11
2 1/2	73.0	5.16	8.63	7.01	11.41	9.53	14.92
3	88.9	5.49	11.29	7.62	15.27	11.13	21.35
4	114.3	6.02	16.07	8.56	22.32	13.49	33.54
5	141.3	6.55	21.77	9.53	30.97	15.88	49.12
6	168.3	7.11	28.26	10.97	42.56	18.26	67.57
8	219.1	8.18	42.55	12.70	64.64	23.01	111.27
10	273.0	9.27	60.29	15.09	95.98	28.58	172.27
12	323.8	10.31	79.71	17.48	132.05	33.32	238.69
14	355.6	11.13	94.55	19.05	158.11	35.71	281.72
16	406.4	12.70	123.31	21.44	203.54	40.49	365.38
18	457	14.27	155.81	23.83	254.57	45.24	459.39
20	508	15.09	183.43	26.19	311.19	50.01	564.85
22	559	-	-	28.58	373.85	53.98	672.30
24	610	17.48	255.43	30.96	442.11	59.54	808.27

* Fotos y datos referenciales. No aceptamos responsabilidad por usos incorrectos o mal interpretaciones de estos datos.

Tubos A53 /A106 API 5L/GR B

Presión de Trabajo vs. Temperatura

Máxima Presión PSI											
Medida Nominal inch (mm)	Cédula		Espesor de pared (mm)	Temperature (°C)							
				-67	205	260	350	370	400	430	450
				Maximum Allowable Stress (MPa)							
				137.8	137.8	130.2	117.1	115.7	89.6	74.4	59.9
1/2" (15)	STD	40	2.77	4992	4992	4718	4243	4193	3245	2696	2172
	XS	80	3.73	6975	6975	6594	5929	5859	4534	3766	3034
		160	4.78	9113	9113	8612	7746	7655	5923	4921	3964
	XXS		7.47	14249	14249	13465	12112	11969	9262	7695	6199
3/4" (20)	STD	40	2.87	4071	4071	3847	3461	3420	2646	2198	1771
	XS	80	3.91	5717	5717	5402	4860	4802	3715	3087	2486
		160	5.56	8434	8434	7971	7169	7084	5482	4554	3668
	XXS		7.82	12054	12054	11391	10246	10125	7836	6509	5243
1" (25)	STD	40	3.38	3807	3807	3598	3236	3198	2474	2056	1656
	XS	80	4.55	5262	5262	4973	4476	4420	3421	2842	2289
		160	6.35	7612	7612	7193	6470	6394	4948	4110	3311
	XXS		9.09	11172	11172	10558	9496	9385	7262	6033	4860
1 1/4" (32)	STD	40	3.56	3135	3135	2962	2664	2633	2038	1693	1364
	XS	80	4.85	4377	4377	4136	3720	3676	2845	2363	1904
		160	6.35	5888	5888	5564	5005	4946	3827	3180	2561
	XXS		9.7	9370	9370	8854	7963	7871	6090	5059	4075
1 1/2" (40)	STD	40	3.68	2820	2820	2665	2397	2368	1833	1530	1226
	XS	80	5.08	3974	3974	3756	3379	3339	2583	2147	1729
		160	7.14	5764	5764	5453	4905	4847	3750	3116	2510
	XXS		10.16	8525	8528	8056	7247	7161	5541	4604	3708
2" (50)	STD	40	3.91	2375	2375	2243	2020	1996	1544	1283	1033
	XS	80	5.54	3431	3431	3242	2916	2882	2230	1853	1492
		160	8.74	5637	5637	5327	4792	4736	3665	3044	2452
	XXS		11.07	7367	7367	6962	6262	6189	4789	3978	3205
2 1/2" (65)	STD	40	5.16	2598	2598	2455	2208	2183	1689	1403	1130
	XS	80	7.01	3600	3600	3401	3060	3024	2339	1944	1566
		160	9.53	5020	5020	4745	4267	4217	3264	2711	2184
	XXS		14.02	7699	7699	7275	6544	6467	5004	4157	3349
3" (80)	STD	40	5.49	2256	2256	2171	1918	1895	1466	1218	981
	XS	80	7.62	3189	3186	3014	2711	2679	2073	1722	1387
		160	11.13	4798	4798	4533	4077	4029	3118	2590	2087
	XXS		15.24	6813	6813	6439	5791	5723	4429	3679	2964

Máximos de rangos de presión y temperatura de acuerdo a ASME B31.3

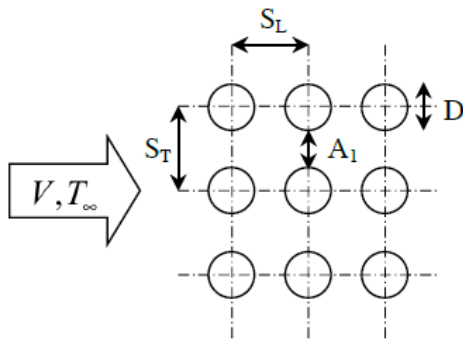
Anexo 08. TABLA DE "c" y "m" EN TRESBOLILLO

Colección de tablas, gráficas y ecuaciones de Transmisión de Calor

Tabla 6.5.1: Coeficiente C_1 y m de la correlación de Grimson (16)

Distribución	S_T/D	S_T/D							
		1.25		1.50		2.00		3.00	
		C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
En línea	1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
	1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
	2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
	3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Cruzada	0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
	0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
	1.000	-	-	0.479	0.558	-	-	-	-
	1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
	1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
	1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
	2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
	3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

Configuración en línea



Configuración cruzada

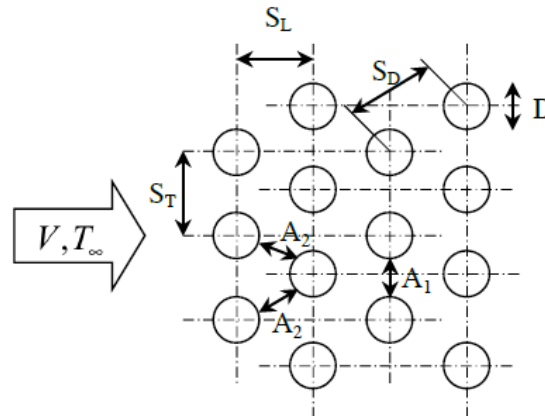


Tabla 6.5.2: Coeficiente C_2 de la correlación de Grimson (16)

N (n° filas)	1	2	3	4	5	6	7	8	9
En línea	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Cruzada	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Tabla 6.5.4: Coeficiente C_2 de la correlación de Zhukauskas (17)

N (n° filas)	1	2	3	4	5	7	10	13	16
En línea	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Cruzada	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Anexo 09. TABLA DE GASES CALIENTES

Tabla: Propiedades físicas de los gases de combustión a $p = 101325\text{Pa}$, con composición volúmica de los gases $\text{CO}_2 = 13\%$; $\text{H}_2\text{O} = 11\%$; $\text{N}_2 = 76\%$

t [°C]	ρ [Kg/m ³]	Cp [KJ/Kg*K]	$k \cdot 10^2$ [W/m*K]	$a \cdot 10^2$ [m ² /h]	$\mu \cdot 10^6$ [N*s/m ²]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	Pr
0	1.2950	1.0450	2.2794	6.0800	15.7842	12.2000	0.7200
100	0.9500	1.0676	3.1284	11.1000	20.3949	21.5400	0.6900
200	0.7480	1.0969	4.0123	17.6000	24.4955	32.8000	0.6700
300	0.6170	1.1221	4.8380	25.1600	28.2331	45.8100	0.6500
400	0.5250	1.1514	5.6987	35.0400	31.6863	60.3800	0.6400
500	0.4570	1.1849	6.5593	43.6100	43.8549	76.3000	0.6300
600	0.4050	1.2142	7.4199	54.3200	37.8666	93.6100	0.6200
700	0.3630	1.2393	8.2689	66.1700	40.6918	112.1000	0.6100
800	0.3290	1.2644	9.1528	79.0900	43.3798	131.8000	0.6000
900	0.3010	1.2895	10.0134	92.8700	45.9108	152.5000	0.5900
1000	0.2750	1.3063	10.8973	109.2100	48.3633	174.3000	0.5800
1110	0.2570	1.3230	11.7463	124.3700	50.7078	197.1000	0.5700
1200	0.2400	1.3398	12.6185	141.2700	52.9936	221.0000	0.5600
1300	0.221	1.3584	13.5876	160.0400	55.5353	247.5500	0.5500
1400	0.202	1.3770	14.5567	178.8200	58.0725	274.1100	0.5400
1500	0.183	1.3956	15.5258	197.6100	60.6110	300.6700	0.5300
1600	0.164	1.4142	16.4949	216.6100	63.1495	327.2300	0.5200
1700	0.145	1.4328	17.4641	235.1900	65.6880	353.7900	0.5100
1800	0.126	1.4514	18.4334	253.9800	68.2265	380.3600	0.5000
1900	0.107	1.4700	19.4028	272.7700	70.7651	406.9400	0.4900
2000	0.088	1.4886	20.3416	291.5600	73.3000	433.5300	0.4800

Propiedades físicas de los gases de combustible
 Fuente: (Kurt C. Rolle, 2006)

Anexo 10. TABLA DE FACTORES DE RESISTENCIAS POR INCRUSTAMIENTO

Tipo de fluido	$R_{\text{equivalente}} \left[\text{m}^2 \text{ } ^\circ \text{K} / \text{W} \right]$
Agua de mar < 325 K	0,0009
Agua de mar > 325 k	0,0003
Agua de alimentación a calderas > 325 K	0,0005
Agua de río	0,001 – 0,004
Agua condensada en ciclo cerrado	0,0005
Agua de torre de refrigeración tratada	0,001 – 0,002
Gasóleo ligero	0,0020
Gasóleo pesado	0,0030
Gasolina	0,0010
Soluciones cáusticas	0,0020
Aceite para temple	0,0007
Gases de escape de un motor	0,0100
Aceite combustible	0,0050
Aceite para transformadores	0,0010
Aceites vegetales	0,0030
Vapores de alcohol	0,0001
Aire comprimido	0,0010
Líquido refrigerante	0,0010

Fuente: (Fernández Díez, 2000)

Anexo 11. TABLA DE LIMITE DE ROCIO DE COMBUSTIBLE

Entre estos sistemas recuperadores de calor se destaca el economizador (o precalentador de agua) y también el precalentador de aire; siendo este último utilizado generalmente utilizado en el caso de calderas que utilizan combustibles sólidos.

Para evaluar la instalación de un economizador u otro sistema de recuperación de calor, se deben tomar en cuenta las temperaturas mínimas admisibles de los productos de la combustión, para no alcanzar el punto rocío ácido (temperatura de condensación de ácidos contenidos en los productos de la combustión). Estas temperaturas mínimas admisibles son presentadas, junto a los puntos de rocío de los diferentes combustibles y las temperaturas mínimas del agua de alimentación, en la tabla N°2.

COMBUSTIBLE	PUNTO ROCÍO ÁCIDO	TEMP. MÍNIMA EN CHIMENEA	TEMP. ADMISIBLE AGUA ALIMENTACIÓN
Gas Natural	65 °C	121 °C	100 °C
Petróleo Liviano	82 °C	135 °C	100 °C
Petróleo bajo azufre	93 °C	148 °C	104 °C
Petróleo alto azufre o carbón	110 °C	160 °C	115 °C

Tabla N°2: Puntos de rocío ácido, temperaturas mínimas recomendadas para los productos de la combustión y temperaturas admisibles del agua alimentación para prevenir corrosión en recuperadores de calor, de acuerdo al tipo de combustible.