



**UNIVERSIDAD
DE ANTIOQUIA**

**DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR
(ECONOMIZADOR) PARA UNA CALDERA
PIROTUBULAR DE 300BHP**

Autor

Neysser Antonio Restrepo Colón

Universidad de Antioquia

Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica

Medellín, Colombia

2021



Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de
300BHP

Neysser Antonio Restrepo Colón

Trabajo de grado como requisito para optar al título de:
Ingeniero Mecánico.

Asesores (a)

Andrés Felipe Colorado Granda
M. Sc. Ph. D. Ingeniería Mecánica y Aeroespacial

Universidad de Antioquia
Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica
Medellín, Colombia
2021.

Dedicatoria:

El presente trabajo investigativo lo dedico principalmente a Dios, por ser el inspirador y el dador de la fuerza para continuar en este proceso de obtener uno de los anhelos más deseados.

A mis padres, por su amor, trabajo y sacrificio en todos estos años, gracias a ustedes he logrado llegar hasta aquí y convertirme en lo que soy.

A mi esposa por estar siempre presente, acompañándome y por el apoyo moral, que me brindó a lo largo de esta etapa de nuestras vidas.

A todas las personas que creyeron en mí y me apoyaron y han hecho que el trabajo se realice con éxito en especial a aquellos que nos abrieron las puertas y compartieron sus conocimientos.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	11
1 OBJETIVOS.....	13
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	13
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	13
2 MARCO TEÓRICO.....	14
2.1 ANTECEDENTES.....	14
2.2 BASES TEÓRICAS.....	16
2.2.1 CALOR.....	16
2.2.2 VAPOR.....	20
2.2.3 CALDERAS DE VAPOR.....	21
2.2.4 SISTEMAS DE RECUPERACION DE CALOR.....	32
3 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.....	68
3.1 Etapa 1: Investigación.....	68
3.2 Etapa 2: Diseño.....	69
3.3 Etapa 3: Evaluación.....	69
4 DISEÑO DEL ECONOMIZADOR.....	70
4.1 CARACTERÍSTICAS DE LA CALDERA PIROTUBULAR DE 300 BHP.....	70
4.2 CARACTERIZACIÓN DE GASES DE COMBUSTION DE LA CALDERA PIROTUBULAR 300 BHP.....	71
4.2.1 DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE ROCIO DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN.....	79
4.3 DIMENSIONAMIENTO DE LOS ECONOMIZADORES.....	80
4.3.1 DATOS DE ENTRADA.....	81
4.3.2 CÁLCULO TÉRMICO.....	84
5 RESULTADOS.....	112
6 CONCLUSIONES.....	122
7 BIBLIOGRAFÍA.....	124
8 ANEXOS.....	129

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.ESQUEMA DE CONFIGURACIÓN DE UNA CALDERA PIROTUBULAR. (EISA, 2018)	24
FIGURA 2. PARTES PRINCIPALES QUE COMPONEN UNA CALDERA PIROTUBULAR (LAPIDO RODRIGUEZ, ET AL., 2015)	26
FIGURA 3. COMPONENTES DE UNA CALDERA PIROTUBULAR HORIZONTAL. (PÉREZ-SÁNCHEZ, ET AL., 2017)	27
FIGURA 4.DIAGRAMA SANKEY. EFICIENCIA ENERGÉTICA DE CALDERAS PIROTUBULARES. (REPÚBLICA DE COLOMBIA. MINISTERIO DE MINAS Y ENERGÍA. UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA, 2015)	28
FIGURA 5. SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR CON ECONOMIZADOR. TOMADO DE: HTTP://WWW.SERMATE.ES/CALDERAS.HTM.....	33
FIGURA 6. ECONOMIZADOR DE TUBOS VERTICALES. (TIRADO, 2011)	35
FIGURA 7.ECONOMIZADOR DE TUBOS HORIZONTALES. (TIRADO, 2011)	36
FIGURA 8.ECONOMIZADOR DE TUBOS HELICOIDAL. (CLEAVERBROOKS , 2008)	37
FIGURA 9.ECONOMIZADOR DE FLUJO LONGITUDINAL. (LOPEZ CLEMENTE, 2017)	38
FIGURA 10.ECONOMIZADOR DE FLUJO CRUZADO. (LOPEZ CLEMENTE, 2017).....	38
FIGURA 11. FLUJO EN PARALELO. (PALOMINO MASCO, 2010).....	39
FIGURA 12. FLUJO EN CONTRACORRIENTE. (PALOMINO MASCO, 2010)	39
FIGURA 13. FLUJOS CRUZADOS DE TUBOS LISOS EN LÍNEA Y AL TRESBOLILLO. (RUIZ LABOURDETTE, 2012).....	40
FIGURA 14. TUBOS AL TRESBOLILLO CON ALETAS LONGITUDINALES. (TIRADO, 2011).....	42
FIGURA 15. TUBOS CON ALETAS ANULARES DE PERFIL CIRCULAR. (PYSMENNY, ET AL., 2007)	42
FIGURA 16. CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DEL TUBO CON ALETAS ANULARES DE PERFIL CIRCULAR. (PYSMENNY, ET AL., 2007)	43
FIGURA 17. ALETAS ANULARES DE PERFIL RECTANGULAR. (TIRADO, 2011)	44
FIGURA 18. PASO ENTRE TUBOS PARA EL ARREGLO EN CUADRADO. (PYSMENNY, ET AL., 2007)	45
FIGURA 19. PASO ENTRE TUBOS PARA EL ARREGLO EN TRIANGULO. (PYSMENNY, ET AL., 2007)	46
FIGURA 20. SERPENTÍN DE TUBOS HELICOIDALES. (FLÓREZ-ORREGO, ET AL., 2010).....	47

FIGURA 21. INCRUSTACIÓN INTERNA HAZ DE TUBOS ECONOMIZADOR. TOMADO DE HTTPS://WWW.LENNTECH.ES/	50
FIGURA 22. ENSUCIAMIENTO Y CORROSIÓN DE TUBOS ALETADOS EN ECONOMIZADORES DE CALDERAS. TOMADO DE HTTP://WWW.GARD.NO/CONTENT/24317612/ECONOMIZERPROBLEMS_LNGCARRIERS.P DF	51
FIGURA 23. FLUJO CRUZADO (GUIOT MELO & RAMOS ROJAS, 2018).....	54
FIGURA 24. EFICIENCIA DE ALETA ANULAR DE ESPESOR CONSTANTE. (KERN, 1997).....	60
FIGURA 25. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN PARA EL AGUA. (KERN, 1997)	62
FIGURA 26. FACTOR DE CORRECCIÓN PARA EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN PARA EL AGUA. (KERN, 1997).....	62
FIGURA 27. FACTORES DE FRICCIÓN PARA FLUJOS EN TUBERÍAS Y TUBOS (KERN, 1997).....	65
FIGURA 28. FACTOR DE CONFIGURACIÓN (KERN, 1997).....	67
FIGURA 29. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA DE LA CALDERA PIROTUBULAR.....	86
FIGURA 30. FACTOR DE OBSTRUCCIÓN PARA AGUA (RAMOS FAJARDO, 2009).....	101
FIGURA 31. ESQUEMA DEL ECONOMIZADOR. (CALDERERÍA LÓPEZ HERMANOS, 2014).....	116
FIGURA 32. ARREGLO CUADRADO DE TUBOS CON ALETAS CORRUGADAS. (CALDERERÍA LÓPEZ HERMANOS, 2014)	116
FIGURA 33. MODELO REAL DEL ECONOMIZADOR. (CALDERERÍA LÓPEZ HERMANOS, 2014) .	117
FIGURA 34. MONTAJE DEL ECONOMIZADOR EN UNA CALDERA PIROTUBULAR. (CALDERERÍA LÓPEZ HERMANOS, 2014)	117
FIGURA 35. PÉRDIDAS DE CALOR CALDERA SIN ECONOMIZADOR.....	119
FIGURA 36. PÉRDIDAS DE CALOR CALDERA CON ECONOMIZADOR.....	119

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. CLASES DE VAPOR	21
TABLA 2. CLASIFICACIÓN DE CALDERAS (UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA, 2012)	23
TABLA 3. CLASIFICACIÓN DE CALDERAS PIROTUBULARES	25
TABLA 4. NORMA UNE-9075 PARA CALDERAS PIROTUBULARES	30
TABLA 5. TIPOS DE ECONOMIZADORES	34
TABLA 6. CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA DISPOSICIÓN GEOMÉTRICA	35
TABLA 7. CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA DIRECCIÓN DEL GAS CON RESPECTO A LOS TUBOS	38
TABLA 8. CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA DIRECCIÓN RELATIVA DEL FLUJO DE GAS Y DE AGUA	38
TABLA 9. CLASIFICACIÓN DE ACUERDO AL TIPO DE SUPERFICIE ABSORBENTE DEL CALOR	40
TABLA 10. CLASIFICACIÓN DE ACUERDO AL ESPACIO ENTRE TUBOS	44
TABLA 11. INTERCAMBIADOR DE CALOR HELICOIDAL	47
TABLA 12. DATOS DE OPERACIÓN DE LA CALDERA	71
TABLA 13. COMPOSICIÓN VOLUMÉTRICA Y PESO MOLECULAR DEL GAS NATURAL	72
TABLA 14. PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE	72
TABLA 15. NÚMERO DE MOLES DE CADA COMPONENTE	73
TABLA 16. DETERMINACIÓN DE LA HUMEDAD DEL AIRE COMBURENTE	75
TABLA 17. RELACIÓN DE GASES DE COMBUSTIÓN	75
TABLA 18. RELACIÓN DEL AIRE COMBURENTE	76
TABLA 19. ANÁLISIS DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN	77
TABLA 20. PROPIEDADES FÍSICAS COMPONENTES DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN A 1 ATM Y 400 °F	78
TABLA 21. CONFIGURACIÓN DE LOS ECONOMIZADORES	81
TABLA 22. SELECCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA A LA SALIDA DEL ECONOMIZADOR	82
TABLA 23. PROPIEDADES DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN CALDERA	83
TABLA 24. PROPIEDADES DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN	83
TABLA 25. FLUJOS MÁSCOS DE LA CALDERA PIROTUBULAR	84
TABLA 26. VALORES DE CALORES BALANCE DE ENERGÍA	85
TABLA 27. FACTOR DE OBSTRUCCIÓN DE FLUIDOS INDUSTRIALES. (KAKAÇ & LIU, 2002)	93
TABLA 28. RESULTADOS PARTE A	112

TABLA 29. RESULTADOS PARTE B	114
------------------------------------	-----

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. TABLA DE TUBOS CIRCULARES CON ALETAS CORRUGADAS HELICOIDALES.....	129
ANEXO B. FICHA TÉCNICA CALDERA PIROTUBULAR DE 300 BHP	130
ANEXO C. PROPIEDADES DE GASES A 1 ATM DE PRESIÓN.	133
ANEXO D. ENTALPÍAS DE GASES PARA COMBUSTIBLES GASEOSOS.	135
ANEXO E. PROPIEDADES DEL VAPOR DE AGUA.	136



RESUMEN

Los economizadores mejoran la eficiencia térmica general de la caldera al recuperar la energía de los gases de combustión antes de que se expulsen a la atmósfera. Una forma de utilizar el calor de los gases de combustión es transfiriéndolo al agua de alimentación de la caldera, esta es la función de los economizadores que son intercambiadores de calor de flujo cruzado entre el agua de alimentación y el gas de combustión.

El agua de alimentación de la caldera se precalienta consumiendo parte del calor del gas de combustión. Por lo tanto, como ésta ya está precalentada, la cantidad de combustible quemado para generar vapor se reduce.

El material del economizador juega un papel importante ya que la transferencia de calor de los gases calientes al agua se realiza por conducción. En la conducción, si la conductividad del material aumenta, la transferencia de calor aumenta y si disminuye, la transferencia de calor disminuye. La conducción a través de la pared del tubo es importante, sin embargo, se debe tener en cuenta que la mayor resistencia a la transferencia de calor la presentan los gases calientes, dados los bajos coeficientes de convección asociados a la transferencia de calor con gases.

Por esto, el diseño de los economizadores propuestos incluye bancos de tubos **alineados** con aletas de dos materiales diferentes del lado de los gases para reducir la resistencia a la transferencia de calor de los gases a las aletas. El diseño del intercambiador garantiza que el flujo de agua por los múltiples bancos de tubos sea laminar para maximizar el tiempo de residencia del fluido en su paso por el intercambiador de calor. Se realizó el análisis térmico de un economizador con tubos de acero al carbono teniendo en cuenta el efecto de la variación del material de las aletas (aluminio y cobre) en la efectividad del intercambio de calor.

ABSTRACT

Economizers improve the overall thermal efficiency of the boiler by recovering energy from the combustion gases before they are expelled to the atmosphere. One way to use the heat from the flue gases is by transferring it to the boiler feed water, this is the function of economizers which are cross flow heat exchangers between the feed water and the flue gas.

The boiler feed water is preheated by consuming part of the heat from the flue gas. Therefore, since it is already preheated, the amount of fuel burned to generate steam is reduced.

The economizer material plays an important role as heat transfer from hot gases to water is by conduction. In conduction, if the conductivity of the material increases, the heat transfer increases and if it decreases, the heat transfer decreases. Conduction through the tube wall is important, however, it must be taken into account that the greatest resistance to heat transfer is presented by hot gases, given the low convection coefficients associated with heat transfer with gases.

For this reason, the design of the proposed economizers includes tube banks **aligned** with fins of two different materials on the gas side to reduce resistance to heat transfer from the gases to the fins. The design of the exchanger ensures that the water flow through the multiple tube banks is laminar to maximize the residence time of the fluid as it passes through the heat exchanger. The thermal analysis of an economizer with carbon steel tubes was carried out taking into account the effect of the variation of the material of the fins (aluminum and copper) in the effectiveness of the heat exchange.

INTRODUCCIÓN

La problemática del uso racional y eficiente de la energía toma cada vez más relevancia a nivel mundial, es notable el acelerado crecimiento de la demanda energética y el impacto ambiental negativo evidente en el cambio climático. El uso de calderas y generadores de vapor a nivel industrial es generalizado, lo que hace a este sector el de mayor demanda y consumo energético. El sector industrial de Colombia no es ajeno a esta problemática, pues la industria del país necesita acudir a tecnologías ecoeficientes que permitan disminuir costos por consumo ineficiente de energía y reducir el grado de contaminación que pudiera resultar de los procesos de producción, para posicionarse en el mercado nacional y ampliar sus expectativas de participación competitiva en el mercado internacional.

Las calderas son máquinas térmicas, que transforman el agua líquida en vapor a alta presión, a partir del intercambio térmico del agua con los gases de combustión u otra fuente. La generación de vapor en la caldera conlleva a un consumo significativo de combustible y el uso de un economizador se hace relevante. El objetivo principal de éste es aumentar la temperatura del agua de alimentación del generador de vapor, aprovechando el calor residual de los gases de combustión lo que permite elevar la eficiencia de operación de la caldera y reducir considerablemente el consumo de combustible.

En este proyecto se proponen dos diseños de intercambiadores de calor (economizador) para precalentar el agua de alimentación de una caldera pirotubular de 300 BHP (~224 kW). Estos dos diseños consisten en:

- 1) Economizador 1, Intercambiador de flujo cruzado con 976 tubos **alineados** de acero al carbón y aletas circulares corrugadas de aluminio. Los gases de combustión fluyen por la parte exterior de los tubos y el agua fluye por la parte interior de los tubos.
- 2) Economizador 2, Similar configuración al economizador 1, pero se cambia el material de las aletas a cobre.

Posteriormente, se selecciona la mejor alternativa de los dos diseños y se finaliza con la evaluación térmica del sistema con y sin el economizador.



1 OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un intercambiador de calor (economizador) para precalentar el agua de alimentación de la caldera utilizando los gases de combustión.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Revisar el estado del arte de sistemas de recuperación de calor para calderas
- Realizar el análisis energético de la caldera pirotubular de 300 BHP para diagnosticar su desempeño térmico.
- Proponer dos diseños de economizador
- Comparar el desempeño del sistema con y sin economizador



2 MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES

El objetivo de implementar un economizador en una caldera es el de aprovechar el potencial térmico de los gases calientes productos de la combustión del combustible que en este caso es el gas natural; y de esta forma, lograr un beneficio económico para la empresa al reducir el consumo de combustible y para el ambiente al lograr que esos gases no salgan a tan altas temperaturas al medio. Entonces, calentar el agua antes que entre a la caldera hace que el consumo de combustible sea menor. Para ello, se necesita conocer cuáles son las condiciones de la caldera, cuál es su capacidad, su potencia térmica, el flujo de vapor que ella maneja, el flujo de gases de combustión que produce, la temperatura del vapor, temperatura del agua de alimentación, la temperatura de los gases de combustión, la temperatura del aire de combustión, la relación aire combustible con la que funciona el quemador y otros elementos, procesos o características de materiales que la revisión de antecedentes puede aclarar o aportar.

Patil, et al. (2011) manifestaron que la solución más económica para aumentar la transferencia de calor por convección sería distribuir el flujo de gas de manera uniforme en la entrada del economizador mediante el uso de paletas. De esta forma la optimización del economizador reduciría el número de tubos requeridos.

Reddy, et al. (2014) en su publicación concluyeron que una buena forma de utilizar el calor de los gases de combustión es transfiriéndolo al agua de alimentación de la caldera. Existe un proceso de intercambio de calor de flujo cruzado entre el agua de alimentación de la caldera y el gas de combustión. La transferencia de calor siempre se mejora al aumentar la superficie de transferencia de calor entre los cuerpos de intercambio de calor. Esa área adicional es provista con la ayuda de aletas también denominadas superficies extendidas. El análisis realizado determinó que el valor de transferencia de calor mejoró con las aletas.

No obstante, bajo otras condiciones de caldera, Brumerčik, et al. (2016), afirmaron que el diseño del economizador más común y confiable es el tipo de tubos lisos alineados y de flujo cruzado. Cuando se quema carbón o bajo condiciones de combustión incompleta de combustibles gaseosos, se forma ceniza volante que crea un ambiente altamente contaminante y erosivo. Los tubos alineados y al desnudo minimiza la probabilidad de erosión y atrapamiento de cenizas en comparación con un escalonado. También es la geometría más fácil de mantener limpia por los sopladores de hollín. Sin embargo, aporta que el modelo matemático desarrollado permite determinar las temperaturas del tubo y el medio de trabajo del economizador de la caldera. El conocimiento de la temperatura del metal bajo las diferentes cargas de la caldera permite una selección correcta de la calidad del acero.

López Clemente (2017) en su tesis de pregrado llegó a la conclusión que el economizador de tipo helicoidal es ligeramente más eficiente que el de tubos rectos, dado que el valor arrojado por el primero es un promedio de 0.06% de incremento en la eficiencia por cada unidad de temperatura aprovechada de los gases de escape, mientras que los tubos rectos propuestos para calderas de baja potencia en un 0.05% de diferencia.

Con respecto al uso de materiales, Jatola, et al. (2017) menciona que el material del economizador juega un papel importante ya que la transferencia de calor de los gases calientes al agua se realiza por conducción a través de las paredes de los tubos, demostrando que la mejor conductividad del titanio con relación al acero favorece el desempeño del intercambiador de calor.

Finalmente, teniendo en cuenta el ahorro de combustible, Guiot Melo & Ramos Rojas (2018) en su tesis mencionan que después de haber realizado el análisis de temperaturas de salida de gas vs temperatura de salida de agua del economizador se concluye que el ahorro de combustible producido por el equipo es del 8.77%. Además, que al usar la energía calórica de los gases de combustión que salen por la chimenea para precalentar el agua, se observa una disminución del 25,47% en la

temperatura de los gases de combustión después de pasar por el economizador haciendo que el sistema sea sostenible ambientalmente.

2.2 BASES TEÓRICAS

2.2.1 CALOR

El calor se define como la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o entre un sistema y el exterior) debido a una diferencia de temperatura. Es decir, una interacción de energía será calor sólo si ocurre debido a una diferencia de temperatura. Entonces se deduce que no puede haber ninguna transferencia de calor entre dos sistemas que se hallan a la misma temperatura (Çengel & Boles, 2008).

2.2.1.1 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR (Franz, 2012) (Tucubal, 2015) (Miranda Valdovinos, 2018)

Según lo expuesto por Çengel (2008) el calor es “una forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperatura”, este a su vez tiene tres mecanismos de transferencia que son la conducción, la convección y la radiación.

2.2.1.1.1 Conducción

Es la transferencia de energía desde un punto de un material hacia otro del mismo o un material contiguo. La conducción se verifica mediante la transferencia de energía cinética entre moléculas adyacentes. Este mecanismo de transferencia de calor se describe por medio de la ley de Fourier, expresada matemáticamente como:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad Ec. 1$$

Dónde:

- La k es la conductividad térmica (es una medida de la capacidad de un material para conducir calor)
- La A es el área de transferencia de calor
- $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura respecto al eje x y el signo negativo asegura que la cantidad de transferencia de calor sea positiva en la dirección x .

La ecuación completa para la conducción de calor en estado estacionario en cualquier dirección arbitraria a través de un material isotrópico, sin generación de calor, es:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{\Delta T}{L} \quad \text{Ec. 2}$$

Donde:

\dot{Q}_{cond} : Conducción de calor

k : Conductividad térmica. $\left(\frac{W}{m \times K}\right)$

A : Área normal a la dirección del flujo de calor. (m^2) .

El mecanismo de la conductividad térmica en un gas es simple. Se identifica la energía cinética de una molécula con su temperatura; así, en una región de alta temperatura, las moléculas tienen velocidades más altas que en una región de temperatura baja. Las moléculas se encuentran en continuo movimiento aleatorio, chocando unas contra otras e intercambiando energía y momento. En general, la conductividad térmica depende mucho de la temperatura.

El mecanismo físico de la conducción de energía térmica en líquidos es cualitativamente el mismo que en los gases; sin embargo, la situación es mucho más compleja ya que las moléculas se encuentran más cerca unas de otras y los campos de fuerza molecular ejercen una fuerte influencia sobre el intercambio de energía en el proceso de colisión.

La energía térmica puede ser conducida en los sólidos de dos modos: vibración de red y transporte por medio de electrones libres. En los buenos conductores eléctricos un gran número de electrones libres se mueven en la estructura de la red del material.

El coeficiente global de transferencia de calor (U) es la propiedad que permite cuantificar la capacidad del medio (humos, agua, pared de tubo) para transmitir o disipar energía.

El inverso del término (UA) de la ecuación se puede expresar como la suma de las resistencias térmicas del lado de humos (convección, radiación y ensuciamiento), por pared del tubo (conducción) y lado del agua (convección y ensuciamiento):

$$\frac{1}{UA} = R_h + R_{e,g} + R_t + R_{e,a} + R_a = R_o \quad \text{Ec. 3}$$

Donde,

R_g = Resistencias térmicas (radiación y convección) lado de los humos.

$R_{e,g}$ = Resistencias en los humos por ensuciamiento (fouling).

R_t = Resistencia debido a la pared de tubo.

$R_{e,a}$ = Resistencia por ensuciamiento lado del agua (scale).

R_a = Resistencia térmica (convección) lado del agua.

Reemplazando en la ecuación el término UA :

$$\dot{Q}_{EC} = \frac{MLDT}{R_o} \quad \text{Ec. 4}$$

Donde R_o es la resistencia global.

En una caldera la conducción ocurre en el interior de esta debido a la resistencia que se produce entre las paredes de la caldera y el haz de tubos.

2.2.1.1.2 Convección

Es la transferencia de energía entre una superficie sólida y un fluido gaseoso o líquido, es causada por el movimiento o agitación del fluido, que fuerza a las partículas calientes a remplazar continuamente a las enfriadas al contacto con la superficie fría (absorbe el calor). La convección puede ser de dos tipos:

- Natural: la cual es causada debido a las diferencias de densidad, que provienen del diferencial de temperatura. Cuando la sola diferencia de densidades establece el flujo.
- Forzada: que es causada por medio de fuerzas mecánicas que obligan el movimiento del fluido. Por ejemplo: Cuando un propulsor o bomba ayuda a establecer, dicho flujo. Este mecanismo se expresa matemáticamente por la ley de Newton del enfriamiento:

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_{\infty}) \quad \text{Ec. 5}$$

Dónde: h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, A es el área superficial donde tiene lugar la transferencia de calor por convección, T_s es la temperatura de la superficie y T_{∞} es la temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie.

2.2.1.1.3 Radiación

Es la transferencia directa de calor en forma de energía radiante, este tipo de energía es emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas o fotones, procedente de la incandescencia del combustible o de las flamas luminosas y de los refractarios, al cuerpo de la caldera. Se expresa matemáticamente mediante la ley de Stefan-Boltzmann como:

$$\dot{Q}_{emitida} = \sigma A_s T_s^4 \quad \text{Ec. 6}$$

Donde:

- σ : es la constante de Stefan-Boltzmann la cual es igual a $5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$
- A_s : es la superficie donde se lleva a cabo la radiación

- T_s : es la temperatura de la superficie.

La superficie idealizada que emite radiación a esta razón máxima se llama cuerpo negro y la radiación emitida por éste es la radiación del cuerpo negro. La radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como:

$$\dot{Q}_{emitida} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad Ec. 7$$

Donde:

ε : es la emisividad de la superficie que va desde 0 hasta 1.

En una caldera la radiación se lleva a cabo dentro del hogar (cámara de combustión) el cual se comporta como un cuerpo negro debido al hollín que se va acumulando en sus paredes.

2.2.2 VAPOR

El vapor de agua es un gas inodoro y estéril que se obtiene cuando se añade suficiente calor al agua en su fase líquida, a través de una fuente de energía calórica (por ejemplo: gases de combustión en una caldera) para elevar la temperatura del agua hasta alcanzar su ebullición. Alcanzado el punto de ebullición, cualquier energía calórica adicional transforma el agua líquida en vapor sin presentar un aumento en la temperatura.

El vapor de agua ha sido una sustancia muy importante en la historia y desarrollo de la humanidad. Se registra que el primer uso y aplicación que se le dio al vapor de agua fue con el cañón de vapor de Arquímedes de Siracusa (287 – 212 a. de C.), empleado para defender a Siracusa del asedio Romano, según el autor Lorenzo Sevilla Hurtado, en su artículo “Orígenes históricos del empleo tecnológico del vapor”. A partir de ahí, se conoce que el hombre ha hecho uso del vapor para realizar un sin número de labores. El desarrollo de la máquina de vapor y el uso del vapor como fuente de energía generó no solo la llegada de la revolución industrial al mundo, sino que también el desarrollo de los transportes.

En la tabla 1 se describen los tipos de vapor existentes:

Tabla 1. Clases de vapor

Vapor saturado	Formado de agua totalmente evaporada, no contiene gotas de agua líquida. Es importante que el vapor utilizado para proceso sea lo más seco posible.
Vapor húmedo	Es un vapor que contiene gotas de agua en suspensión se conoce como título del vapor a la proporción de vapor seco (Título 0,9 indica 90% de vapor y 10% de agua). El vapor húmedo conecta la erosión y reducen la transferencia de calor. Además, la entalpía “real” de evaporación del vapor húmedo es el producto de la fracción seca y la entalpía específica de evaporación de las tablas de vapor.
Vapor sobrecalentado	Es un vapor que se encuentra a cualquier temperatura por encima de la del vapor saturado. Si la transferencia de calor continúa después de vapor al ser toda el agua, la temperatura del vapor seguir aumentando. Lo cual se utiliza habitualmente para turbinas; también puede producirse vapor sobrecalentado en una reducción de presión.

2.2.3 CALDERAS DE VAPOR

Debido a las ventajas que presenta el vapor para transportar energía, tales como: naturaleza no tóxica, facilidad de transporte de un lugar a otro, alta eficiencia, alta capacidad de calentamiento, bajos costos con respecto a otras fuentes de generación de energía y su alta disponibilidad; las calderas de vapor hacen parte de los equipos más utilizados por la industria y por ende un gran porcentaje del consumo de combustible de este sector se debe a su uso. Lo anterior nos lleva a pensar que es necesario trabajar en mejorar la eficiencia de las calderas con el fin de reducir el consumo de combustible, lo cual trae beneficios importantes a las empresas y al medio ambiente (Lapido Rodríguez, y otros, 2015) (IMA. Departamento de Instalación y Mantenimiento, 2019).

Las calderas son equipos térmicos, que transforman el agua líquida en vapor a presión y temperatura diferentes a la atmosférica, a partir del intercambio térmico del agua y una fuente de calor que pueden ser los gases de combustión; es decir, en este sentido parte del calor generado en la combustión del combustible (sólido, líquido o gaseoso) se transfiere al agua que fluye por la caldera transformándola en vapor, llamado fluido caloportador. Los combustibles más utilizados para calderas son: carbón, gasóleo, fuel oil y gas natural. Las calderas tienen múltiples aplicaciones, por mencionar algunas, el calentamiento y aplicación de vapor en procesos industriales, la calefacción y la generación de energía eléctrica

Las partes fundamentales de una caldera son:

- Cámara de combustión u hogar, donde se realiza la combustión.
- Cuerpos de intercambio, donde se transfiere el calor entre los gases calientes y el fluido de trabajo.
- Quemadores.
- Envoltente o carcasa, aísla el cuerpo intercambiador del exterior.
- Conjunto de elementos auxiliares y de control de la caldera. (Lapido Rodríguez, et al., 2015)

El funcionamiento de una caldera de vapor sigue un orden que se puede describir de la siguiente manera. Como primer punto el combustible se quema en el hogar transformando su energía química en energía calorífica, aquí se lleva a cabo la transmisión de calor por radiación. De la quema del combustible se obtienen humos o gases resultantes los cuales se les hace circular a través de los cuerpos de intercambio que constituyen el haz tubular de la caldera, y donde tiene lugar el intercambio de calor por conducción y convección.

2.2.3.1 CLASIFICACION DE CALDERAS

Las calderas se pueden clasificar teniendo en cuenta una serie de criterios como: la disposición de los fluidos al interior, el tipo de combustible empleado, el campo de

aplicación, la presión de trabajo, el tipo de generación o estado del agua y el tipo de tiro de los gases; ver tabla 2.

Tabla 2. Clasificación de Calderas (Unidad de Planeación Minero Energética, 2012)

Criterio de clasificación	Clasificación	Subclasificación
Disposición de los fluidos	Tubos de agua (acuotubular)	Tubos rectos
		Tubos curvos
	Tubos de gases de combustión (Piro tubular)	
Tipo de combustible	Líquido	Aceites combustibles ligeros
		Aceites combustibles pesados
	Gaseoso	Gas natural
		Gas de proceso
	Sólido	Biomasa
		Carbón
		Ciclónica
	Capa	Fija
Móvil		
Fluorizaba		
Campo de aplicación	Calderas de vapor del proceso	Calentamiento
	Calderas industriales	Potencia y calor
	Generadores de vapor energéticos	
Presión de trabajo	Subcríticas	Baja presión (< 2 MPa)
		Media presión (2-6 MPa)
		Alta presión (> 6 MPa)
	Supercríticas	Nivel bajo (31 MPa)
		Nivel alto (34 Mpa)
	Radiantes – horno presurizado	
Tipo de generación (estado del agua)	Agua caliente	
	Vapor saturado	
	Sobrecalentado	
Por el tiro	Tiro natural	
	De hogar presurizado	
	De hogar equilibrado	

Atendiendo al criterio de disposición de los fluidos, las calderas se clasifican en: piro tubulares y acuotubulares. El interés de este proyecto está enfocado en las calderas de tipo piro tubular.

2.2.3.1.1 CALDERAS PIROTUBULARES

Son las más antiguas y de mayor uso, debido a su diseño simple y sus bajos costos. En este tipo de calderas, el principio de funcionamiento consiste en hacer pasar los humos calientes generados en el hogar producto de la combustión del combustible por el interior de los tubos de acero que la conforman (haz tubular), hasta llegar a la chimenea para ser liberados al ambiente, ver figura 1; durante esta circulación el agua contenida en el cuerpo de la caldera cubre a los tubos y recibe el calor de los gases de combustión calentándola y haciéndola ebullición hasta transformarla en vapor y concentrarse en el domo de la caldera de donde se extrae para el proceso (Spirax Sarco, 1999)

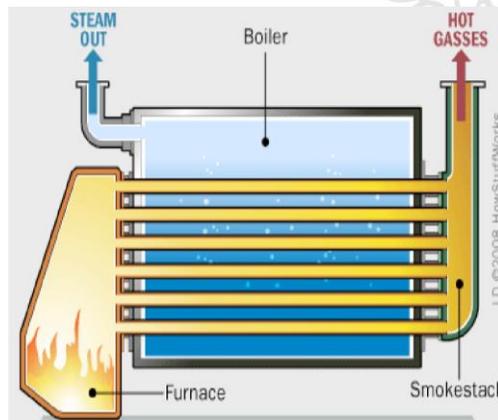


Figura 1. Esquema de configuración de una caldera pirotubular. (EISA, 2018)

Parámetros y dispositivos para el correcto funcionamiento

- El nivel de agua debe estar siempre por encima de los tubos de humos para evitar el sobrecalentamiento del material, y por debajo a una distancia prudente de la salida del vapor, para evitar el arrastre de agua líquida o espuma a las líneas de proceso. Por esta razón la caldera cuenta con un sistema automático de alimentación de agua que mantiene los niveles dentro de los rangos aceptables.
- La presión dentro del tanque también debe ser monitoreada y controlada automáticamente de tal manera, que se encuentre dentro de los valores establecidos de operación. Para esto las calderas cuentan con sistemas

automáticos que encienden o apagan el quemador de acuerdo a unos límites máximos y mínimos establecidos.

- El control de la reacción de combustión, que, dependiendo del combustible, involucrará diferentes procesos, pero en general las calderas cuentan con sistemas que inician o finalizan la reacción de combustión de manera segura y controlada, permitiendo o cortando el paso de los reactivos a la cámara de combustión y proporcionando las condiciones que desencadenen la reacción.
- Dispositivos de seguridad que apagan el equipo en caso de fallas, o que alivian la presión en el tanque si esta sobrepasa los niveles seguros de operación.

Clasificación de calderas pirotubulares (Fenercom, 2013)

Las calderas pirotubulares se clasifican de acuerdo a la disposición del haz tubular y según el número de haces tubulares como se muestra en tabla 3, así:

Tabla 3. Clasificación de calderas pirotubulares

Orientación	Tipo	Descripción	Número de pasos
Horizontales	Estacionarias	Hogar exterior	1 paso
		Hogar interior	2 pasos
	Móviles	Locomóvil	3 pasos
		Locomotoras	4 pasos
Verticales	Tubulares		
	De tambores		

Las calderas pirotubulares se clasifican en función de la disposición del haz tubular en:

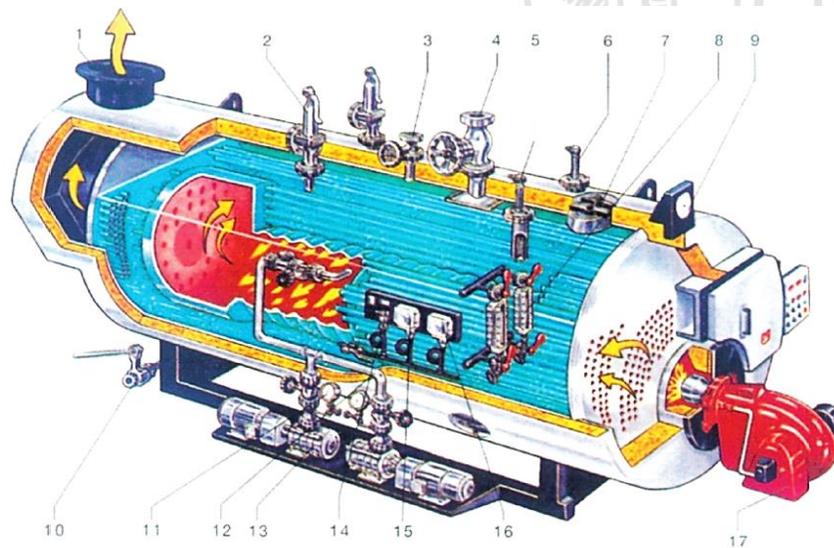
- *Calderas horizontales:* El haz de tubos está dispuesto de la parte delantera a la trasera de la caldera.

- *Calderas verticales:* El haz tubular está dispuesto de la parte inferior a la parte superior de la caldera.

Las calderas pirotubulares se clasifican según su número de haces tubulares en:

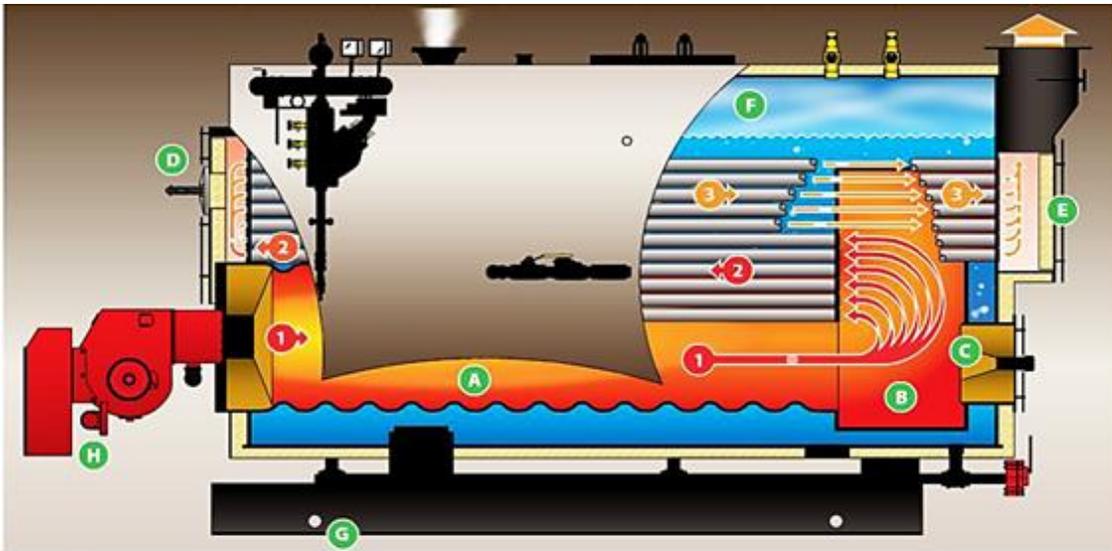
- Dos (2) pasos de gases: Se caracteriza por tener dos vías por donde circula el producto de la combustión, una es el hogar y el otro un conjunto de tubos. Están caracterizadas por su bajo rendimiento, así como el alto contenido de gases contaminantes en su combustión
- Tres (3) pasos de gases: Posee tres vías de paso por donde circulan los productos de la combustión. A diferencia de las de dos pasos, estas tienen un alto rendimiento y bajo contenido de sustancias contaminantes en sus gases de combustión.

En este aparte se tratarán sólo aquellas partes principales propias del diseño de las calderas pirotubulares horizontales. En la figura 2 y 3 se presentan las partes de una caldera pirotubular.



- | | |
|----------------------------------|-----------------------------|
| 1 EVALUACIÓN DE HUMOS | 10 PURGA Y VACIADO |
| 2 VÁLVULAS DE SEGURIDAD | 11 MANÓMETRO |
| 3 SALIDA AUXILIAR DE VAPOR | 12 ALIMENTACIÓN DE AGUA |
| 4 SALIDA PRINCIPAL DE VAPOR | 13 BOMBAS ALIMENTACIÓN AGUA |
| 5 SEGURIDAD DE NIVEL | 14 TRANSMISOR DE PRESIÓN |
| 6 REGULADOR Y SEGURIDAD DE NIVEL | 15 PRESÓSTATO DE SEGURIDAD |
| 7 ENTRADA HOMBRE | 16 PRESÓSTATO DE REGULACIÓN |
| 8 INDICADORES DE NIVEL | 17 EQUIPO DE COMBUSTIÓN |
| 9 MANÓMETRO | |

Figura 2. Partes principales que componen una caldera pirotubular (Lapido Rodriguez, et al., 2015)



A	Flue	B	Caja de Humos posterior
C	Visor	D	Puerta de Explosión
E	Cámara de Humos posterior	F	Cámara de Vapor
G	Base	H	Quemador
1	1 Paso	2	2 Paso
3	3 Paso		

Figura 3. Componentes de una caldera pirotubular horizontal. (Pérez-Sánchez, et al., 2017)

2.2.3.1.1 Eficiencia

En la figura 4 se muestra el diagrama Sankey para calderas pirotubulares; en él se describe proporcionalmente las pérdidas de energía que normalmente afectan la eficiencia de este tipo de calderas. Se puede observar que la mayor pérdida de energía se presenta en los humos de combustión liberados al ambiente, la cual en parte se puede recuperar a través de sistemas de recuperación de calor.

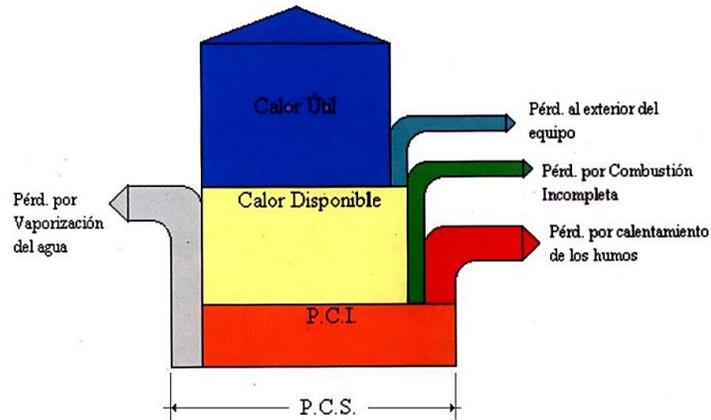


Figura 4. Diagrama Sankey. Eficiencia energética de calderas piro-tubulares. (REPÚBLICA DE COLOMBIA. Ministerio de Minas y Energía. Unidad de Planeación Minero Energética, 2015)

Balance de energía en una caldera (Junta de Castilla y León, 2009)

En el balance de calor de una caldera piro-tubular que trabaja con gas natural en estado estable se establece la siguiente igualdad:

$$\text{CALOR ENTRANTE} = \text{CALOR SALIENTE}$$

Calor entrante

Calor de combustión (Q_{comb})

$$Q_{comb} = PCS \left(\frac{kcal}{Ud \text{ de combustible}} \right) \quad Ec. 8$$

Calor saliente

Calor del fluido de salida (Q_{fs})

$$Q_{fs} = \frac{h_{fs} \times P_v}{b} \quad Ec. 9$$

Donde:

h_{fs} : Entalpía del fluido de salida $\left(\frac{kcal}{kg} \right)$

P_v : Producción de vapor $\left(\frac{kg}{h} \right)$

b : consumo horario de combustible

- Calor de los humos (Q_H)

$$Q_H = X \left[\frac{\text{kg humos}}{\text{Ud de combustible}} \right] \times Y \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg humos}} \right] \quad \text{Ec. 10}$$

Donde:

X : Caudal de los humos

Y : Entalpía específica de los humos

- Calor por inquemados gaseosos (Q_{ig})

$$Q_{ig} = \frac{21}{21-[O_2]} \times \left(\frac{[CO]}{3100} + \frac{[CH]}{1.000} \right) \quad (\% \text{ perdida sobre PCI de comb}) \quad \text{Ec. 11}$$

Donde:

$[O_2]$: Concentración de O_2 en los humos (%)

$[CO]$: Concentración de CO en los humos (ppm)

$[CH]$: concentración de CH en los humos (ppm)

- Calor por purgas (Q_p)

$$Q_p = \frac{p \times h_p}{b} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Ud de combustible}} \right) \quad \text{Ec. 12}$$

Donde:

p : Caudal de purgas en $\left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$

h_p : Entalpía de la purga en $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)$ purga y corresponde a la entalpía de líquido para la presión de generación de vapor.

b : Consumo horario de combustible (h)

Para calcular la purga continua necesaria en una caldera hay que realizar un balance de los distintos componentes a controlar. En la tabla 4 se describen los

rangos numéricos de las variables para una caldera pirotubular según la norma UNE-9075.

$$P \times a = A \times b + P \times b$$

$$P = \frac{A \times b}{a - b}$$

Ec. 13

Donde:

P : Caudal de purga $\left(\frac{kg}{h}\right)$

a : Salinidad total en la caldera (ppm). Se obtiene de las tablas que se presentan a continuación.

b : Salinidad total en el agua de aportación (ppm). Se mide con el conductímetro.

A : Caudal de agua de aportación $\left(\frac{kg}{h}\right)$ que es el caudal del vapor menos el caudal de condensados que se recuperan.

Tabla 4. Norma UNE-9075 para calderas pirotubulares

	Presión $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$	Salinidad total en CO_3Ca $\left(\frac{mg}{l}\right)$	Sílice en SiO_2 $\left(\frac{mg}{l}\right)$	Sólidos de suspensión $\left(\frac{mg}{l}\right)$	Cloruros en Cl $\left(\frac{mg}{l}\right)$
Calderas Pirotubulares	0-15	7.000	100	300	3.000
	15-25	4.500	75	300	2.000

- *Calor por radiación (Q_r)*

El calor perdido por radiación se calcula midiendo la temperatura y la superficie de la caldera, distinguiendo paredes verticales y horizontales hacia arriba y hacia abajo.

Si b es el consumo horario de combustible, las pérdidas por radiación se obtendrán de la forma siguiente:

$$Q_r = \frac{\frac{kcal}{h}}{b} \left(\frac{kcal}{Ud\ de\ combustible} \right) \quad Ec. 14$$

Rendimiento de una caldera

El rendimiento de una caldera puede calcularse por dos métodos:

- Método directo

$$\eta = \frac{P_v(H_v - h_{fe})}{b * PCI} \quad Ec. 15$$

Donde:

P_v : Producción de vapor $\left(\frac{kg}{h}\right)$

H_v : Entalpía del vapor $\left(\frac{kcal}{kg}\right)$

h_{fe} : Entalpía del fluido de entrada $\left(\frac{kcal}{kg}\right)$

b : Consumo de combustible $\left(\frac{Ud\ de\ combustible}{h}\right)$

PCI : Poder Calorífico Inferior del combustible $\left(\frac{kcal}{Ud\ de\ combustible}\right)$

- Método indirecto

Si se desconoce la producción de vapor o el consumo de combustible se aplica este método, también conocido como método de las pérdidas separadas.

$$\eta = \frac{Q_{UTIL}}{Q_{APORTADO}} \quad Ec. 16$$

Como:

$$Q_{UTIL} = Q_{APORTADO} - Q_{PÉRDIDAS} \quad Ec. 17$$

Entonces reemplazando se tiene:

$$\eta = \frac{Q_{APORTADO} - Q_{PÉRDIDAS}}{Q_{APORTADO}} = 1 - \frac{Q_{PÉRDIDAS}}{Q_{APORTADO}} \quad \text{Ec. 18}$$

Siendo:

$$Q_{PÉRDIDAS} = Q_{HUMOS} + Q_{INQUEMADOS} + Q_{PURGAS} + Q_{RADIACIÓN} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Ud de comb}} \right) \quad \text{Ec. 19}$$

2.2.4 SISTEMAS DE RECUPERACION DE CALOR

El calor contenido en los gases salientes de la cámara de combustión evacuados por la chimenea de las calderas, representan un considerable desperdicio de energía y reducen la eficiencia de la caldera, pues estos gases presentan temperaturas superiores al ambiente. Gracias a esto, se puede recuperar el calor con dos equipos diferentes que trabajan bajo el principio de los intercambiadores de calor (convección y radiación), llamados economizadores y calentadores de aire. La implementación de estos equipos se justifica con el aumento de la eficiencia de la caldera, menor costo de producción de vapor y la disminución del consumo de combustible de la caldera.

2.2.4.1 ECONOMIZADOR

Es un intercambiador de calor conformado por una sección de tubos lisos, aleteados o corrugados; por los que circula el agua de alimentación de la caldera, que se calienta al recibir por transferencia de calor parte de la energía de los productos de combustión antes de entrar a la caldera (figura 5); lo que provoca un menor consumo de combustible para producir vapor y a su vez minimizar el impacto ambiental por contaminación térmica al evitar el aumento de la temperatura del medio ambiente.

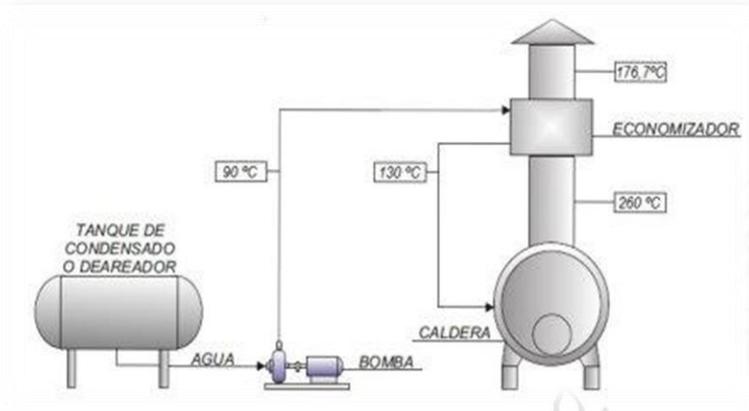


Figura 5. Sistema de recuperación de calor con economizador. Tomado de: <http://www.sermate.es/calderas.htm>

Por cada 22 °C de disminución de la temperatura de los gases de combustión en economizador fue un calentador de aire, se podría aproximar que el rendimiento de la caldera aumenta el 1%.

La utilización y la disposición de un economizador y/o un calentador de aire dependen de diversos factores, de los que son principales:

- El combustible de que se trate.
- La aplicación concreta la unidad generadora de vapor
- La presión de operación de la caldera.
- El esquema del ciclo energético en el que está la caldera.
- La configuración global de la planta correspondiente a coste mínimo.

Algo que se debe tener en cuenta a la hora de diseñar un economizador es que la cantidad de calor que se puede recuperar está limitada por el punto de rocío ácido de los gases de combustión, para evitar la condensación de éstos en el equipo (Behn, s.f.).

Dentro de las características principales se encuentra:

- Aplicar en casi todas las calderas acuotubulares y humotubulares.
- Son posibles plazos de amortización sumamente cortos menos de dos años.

- Reducción de las pérdidas a través de gases de escape de hasta 6%.
- Fácil de instalar
- Utilizable para gas natural, fuel oil liviano y pesado.

2.2.4.1.1 TIPOS DE ECONOMIZADORES

En la tabla 5 se observan los tipos de economizadores, los cuales será abordado de forma general y posteriormente se discriminará según el criterio de clasificación.

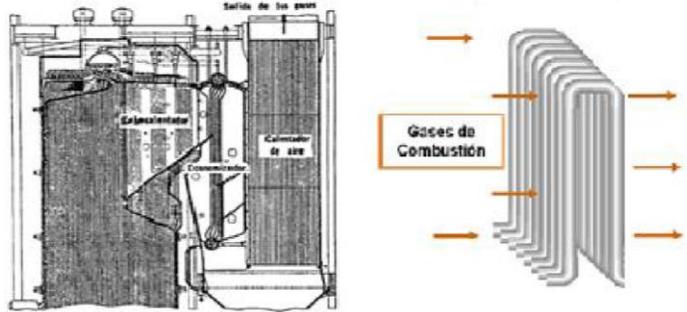
Tabla 5. Tipos de economizadores

Configuración	Clasificación	Descripción
De acuerdo a la disposición geométrica	<i>De tubos verticales</i>	
	<i>De tubos horizontales:</i>	
	<i>De tubos helicoidales:</i>	
De acuerdo a la dirección del gas con respecto a los tubos	<i>De flujo longitudinal:</i>	
	<i>De flujo cruzado</i>	
De acuerdo a la dirección relativa del flujo de gas y de agua	<i>De flujos en paralelo</i>	
	<i>De contracorriente</i>	
De acuerdo al tipo de superficie absorbente del calor	<i>De tubos desnudos o lisos</i>	
	<i>De tubos con superficies extendidas</i>	Aletas longitudinales
		Aletas anulares de perfil circular
		Aletas anulares de perfil rectangular
De acuerdo al espacio entre tubos	<i>Cuadrados</i>	
	<i>Triangulares</i>	
Intercambiador de calor helicoidal	<i>Serpentín de tubos helicoidales</i>	

A continuación, en las tablas 6, 7, 8, 9, 10 y 11 se definen y describen la configuración de los diferentes tipos de economizadores descritos en la tabla 5.

Según los criterios de clasificación se organizan:

Tabla 6. Clasificación de acuerdo a la disposición geométrica

CLASIFICACIÓN	DEFINICIÓN	FIGURA
<p><i>De tubos verticales</i></p>	<p>Este economizador tiene dos colectores: uno inferior y otro superior, unidos por bancos de tubos verticales que conforman la superficie de calentamiento.</p> <p>El agua es alimentada por el colector inferior y fluye a través de los tubos hasta el colector superior. Los gases fluyen de dos maneras a lo largo de los tubos, primero entra por la parte superior y bajando en forma recta a contracorriente del flujo de agua, o atravesando los tubos en un paso o múltiples pasajes. Ver figura 6.</p>	 <p><i>Figura 6. Economizador de tubos verticales. (Tirado, 2011)</i></p>

De tubos horizontales:

Constan de colector inferior, por donde ingresa el agua, una tubería continúa dispuesta en forma de serpentina horizontal que constituye la superficie de calentamiento y un colector superior donde se acumula el agua para su salida. Ver figura 7.

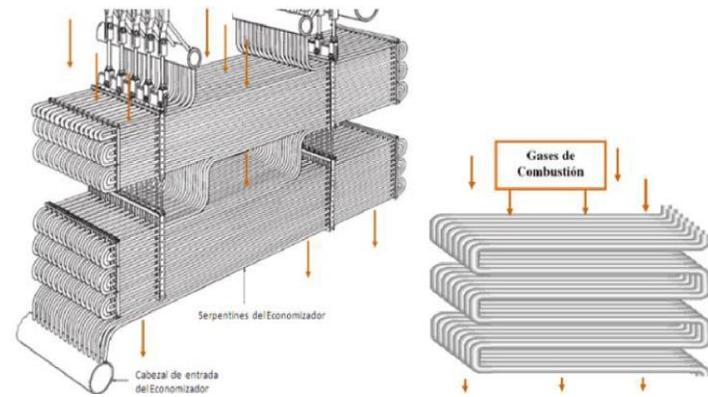


Figura 7. Economizador de tubos horizontales. (Tirado, 2011)

*De tubos
helicoidales:*

Consta de un colector superior e inferior donde el serpentín de tubos proporciona uno de los medios más baratos de obtener superficie para transferencia de calor. Generalmente, se construyen doblando longitudes variables de tubería de cobre, acero o aleaciones, para darle forma de hélices, o serpentines helicoidales dobles en los que la entrada y salida están convenientemente localizadas lado a lado. Ver figura 8.

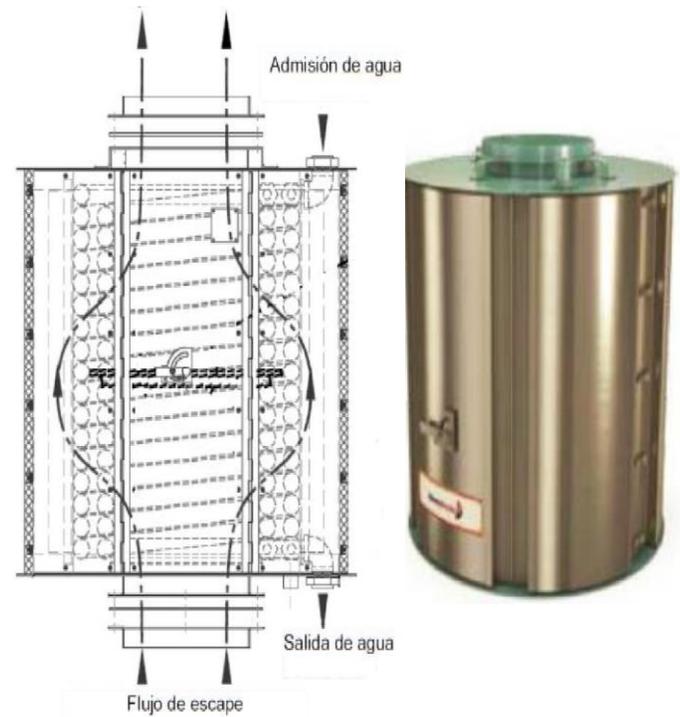


Figura 8. Economizador de tubos helicoidal. (CleaverBrooks , 2008)

Tabla 7. Clasificación De acuerdo a la dirección del gas con respecto a los tubos

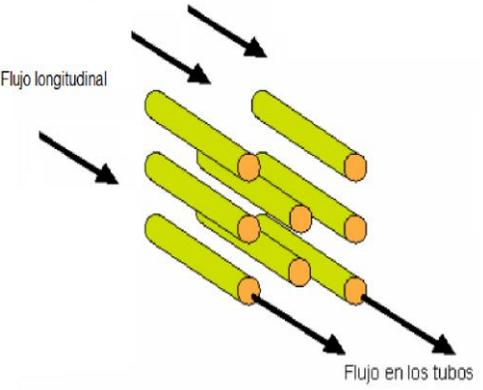
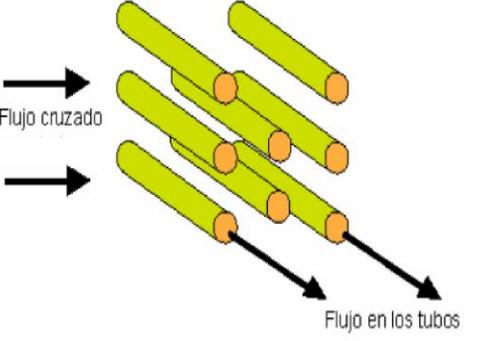
CLASIFICACIÓN	DEFINICIÓN	FIGURA
<p><i>De flujo longitudinal:</i></p>	<p>El gas se desplaza dentro del economizador paralelo a la trayectoria del flujo del agua, como se muestra en la figura 9.</p>	 <p>Figura 9. Economizador de flujo longitudinal. (Lopez Clemente, 2017)</p>
<p><i>De flujo cruzado:</i></p>	<p>El gas se desplaza dentro del economizador perpendicularmente a la trayectoria del flujo de agua. Ver figura 10.</p>	 <p>Figura 10. Economizador de flujo cruzado. (Lopez Clemente, 2017)</p>

Tabla 8. Clasificación De acuerdo a la dirección relativa del flujo de gas y de agua

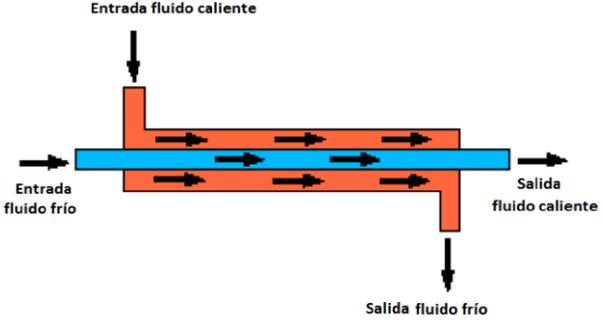
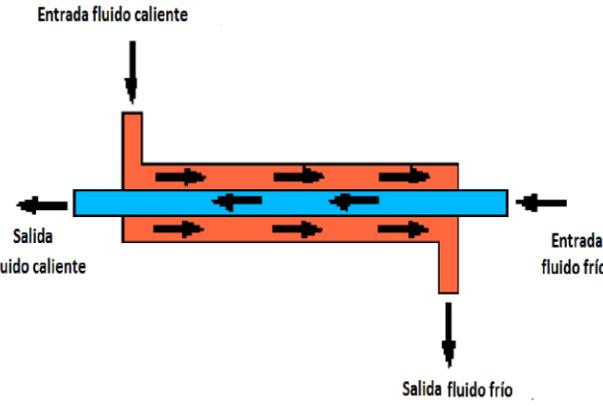
CLASIFICACIÓN	DEFINICIÓN	FIGURA
<p><i>De flujos en paralelo</i></p>	<p>Los fluidos entran por el mismo extremo del intercambiador, siendo el flujo de ambos en el mismo sentido. En este caso la transferencia de calor es mínima. Ver figura 11.</p>	 <p><i>Figura 11. Flujo en paralelo. (Palomino Masco, 2010)</i></p>
<p><i>De contracorriente</i></p>	<p>Los dos fluidos entran por extremos opuestos, siendo el flujo en sentidos opuestos. Se incrementa la cantidad de calor transferido y se observa que el fluido caliente tiende a alcanzar la temperatura de entrada del fluido frío. Ver figura 12.</p>	 <p><i>Figura 12. Flujo en contracorriente. (Palomino Masco, 2010)</i></p>

Tabla 9. Clasificación De acuerdo al tipo de superficie absorbente del calor

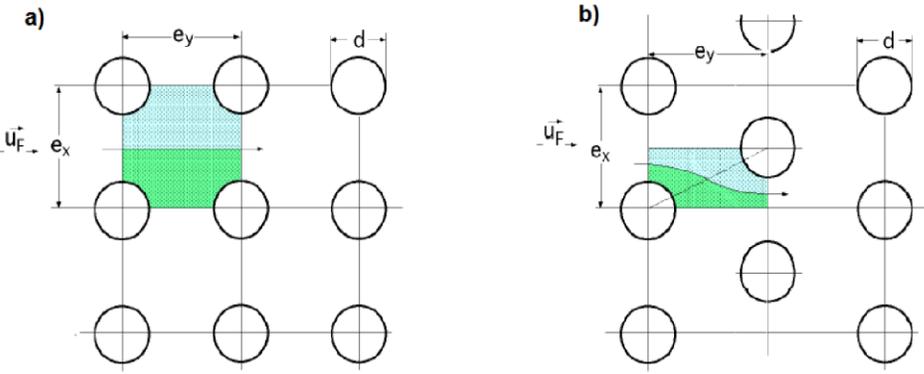
CLASIFICACIÓN	DEFINICIÓN	FIGURA
<p><i>De tubos desnudos o liso</i></p>	<p>En un economizador, el diseño más común y fiable es el que incorpora tubos desnudos (superficie exterior lisa), en alineación regular y al tresbolillo, con flujos cruzados. Los tubos desnudos y alineación regular (a) minimizan las posibilidades de erosión y obturación provocadas por la ceniza en polvo, en comparación con la disposición al tresbolillo (b) cuando se quema</p>	 <p>a) Diagrama de una disposición regular de tubos. Se muestran tres columnas de tubos. El flujo \vec{u}_F fluye horizontalmente desde la izquierda. El espaciado entre tubos en una fila es e_y y el diámetro de un tubo es d. El espaciado entre filas es e_x. El flujo está representado por un rectángulo verde y azul que cubre uniformemente el espacio entre los tubos.</p> <p>b) Diagrama de una disposición al tresbolillo de tubos. Se muestran tres columnas de tubos, pero los tubos de la fila superior están desplazados respecto a los de las filas inferiores. El flujo \vec{u}_F fluye horizontalmente desde la izquierda. El espaciado entre tubos en una fila es e_y y el diámetro de un tubo es d. El espaciado entre filas es e_x. El flujo está representado por un área verde y azul ondulada que se desvía y concentra en ciertos puntos debido a la disposición al tresbolillo.</p>

Figura 13. Flujos cruzados de tubos lisos en línea y al tresbolillo. (Ruiz Labourdette, 2012)

	<p>carbón, la ceniza en polvo de los humos crea siempre un ambiente sucio y erosivo, por lo que el banco de tubos que constituye el economizador debe ofrecer la máxima facilidad para su limpieza con sopladores (RUIZ LABOURDETTE, 2012). Ver figura 13.</p>	
<p><i>De tubos con superficies extendidas</i></p>	<p>Llamados también tubos aletados que son elementos principales de cualquier intercambiador de calor del tipo gas líquido. Las aletas son baratas, de precio inferior al de la superficie</p>	<p>Aletas longitudinales: Una disposición de tubos aleteados longitudinalmente dispuestos al tresbolillo y formando parte de un intercambiador de calor de flujos cruzados, se presenta en la Figura 14. Este tipo de aleta presenta mejor resistencia hidráulica, pero son bien caras. Se usa principalmente en el calentamiento de líquidos viscosos y en casos en que los líquidos tienen propiedades de intercambio de calor y de ensuciamiento diferentes, y cuando la temperatura del fluido a calentar no puede exceder un máximo</p>

tubular propiamente dicha, que permiten reducir el tamaño y el coste del economizador. No siempre se pueden recomendar economizadores con aletas, ya que éstas pueden crear complicaciones operativas; en las calderas que funcionan con combustibles sólidos, los economizadores con aletas no son recomendables, debido a las características de alta concentración y erosividad de la ceniza en polvo presente en los

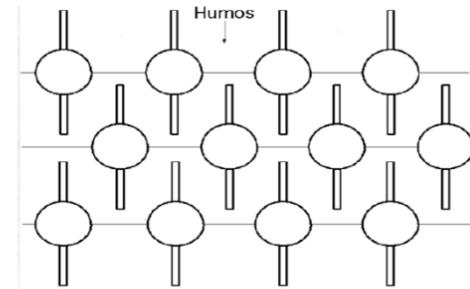
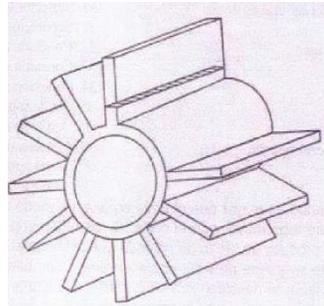


Figura 14. Tubos al tresbolillo con aletas longitudinales. (Tirado, 2011)

Aletas anulares de perfil circular. Este es un tubo aletado que ha probado su eficacia por muchos años. Su alta eficiencia en transferencia de calor, baja caída de presión y su tamaño compacto son sus principales características (Pysmennyy, et al., 2007). Ver figura 15 y 16.



Figura 15. Tubos con aletas anulares de perfil circular. (Pysmennyy, et al., 2007)

humos (Pysmenny, et al., 2007).

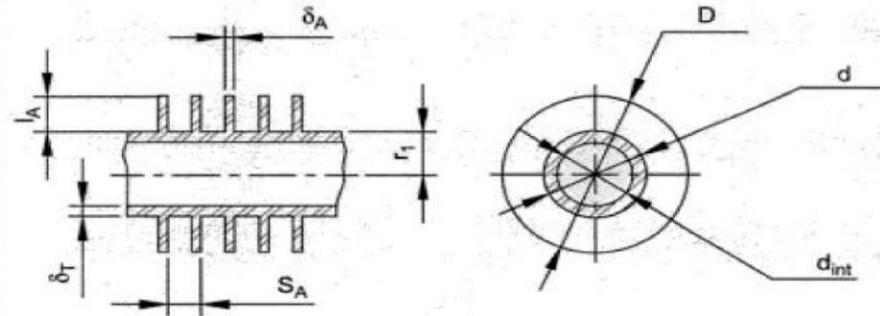


Figura 16. Características geométricas del tubo con aletas anulares de perfil circular. (Pysmenny, et al., 2007)

Aletas anulares de perfil rectangular: Cada aleta se compone de dos mitades idénticas que se sueldan por la parte exterior del tubo, este tipo de aleta se monta en alineación regular en bancos de tubos dispuestos horizontalmente, siendo el flujo cruzado de humos vertical descendente (figura 17). Este tipo de aletas en economizadores se utiliza en unidades viejas que se han actualizado mediante la modernización de algunos de sus componentes.

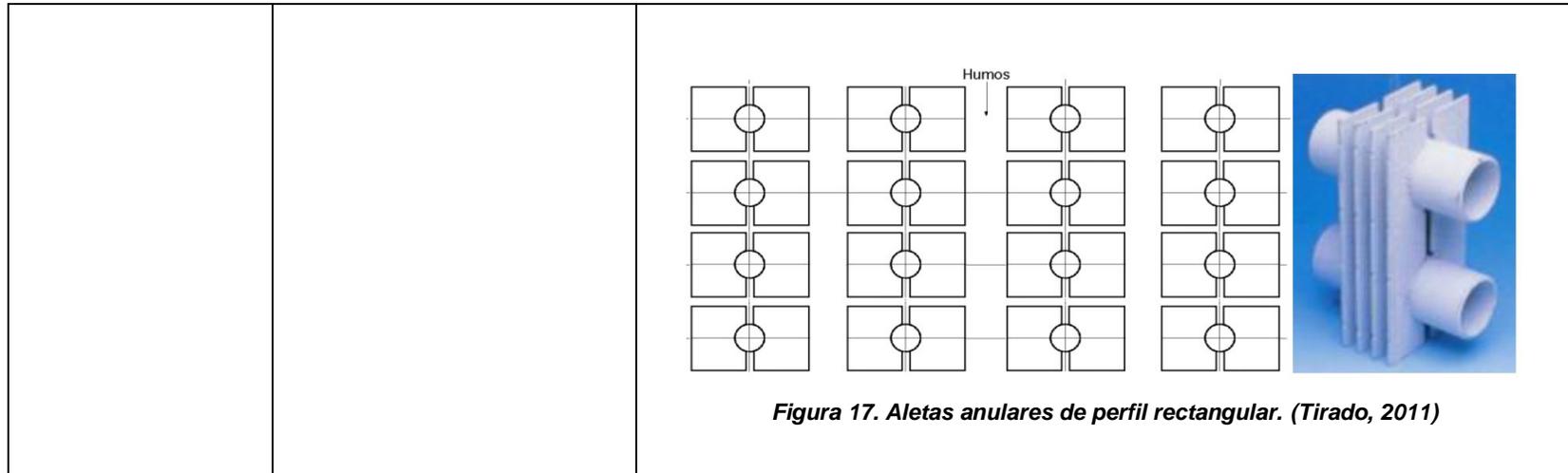
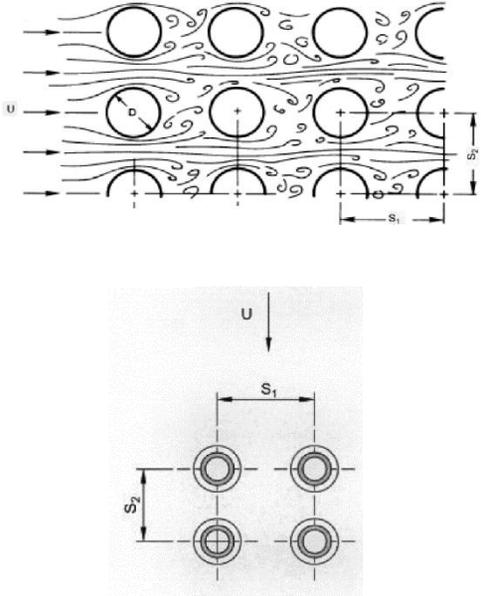


Tabla 10. Clasificación De acuerdo al espacio entre tubos

CLASIFICACIÓN	DEFINICIÓN	FIGURA
<i>Cuadrados</i>	La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada. Los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de $\frac{3}{4}$ " diámetro	

	<p>exterior en un espaciado cuadrado de 1" y de 1" diámetro exterior en un espaciado en cuadro de 1 ¼". Ver figura 18.</p>	 <p>Figura 18. Paso entre tubos para el arreglo en cuadrado. (Pysmennyy, et al., 2007)</p>
<p><i>Triangulares</i></p>	<p>Para arreglos triangulares éstos son, de ¾" diámetro exterior en espaciado triangular de 15/16", ¾" diámetro exterior en un arreglo triangular de 1", y 1" diámetro exterior en un arreglo triangular</p>	

de 1" (Kern, 1997). Ver figura 19.

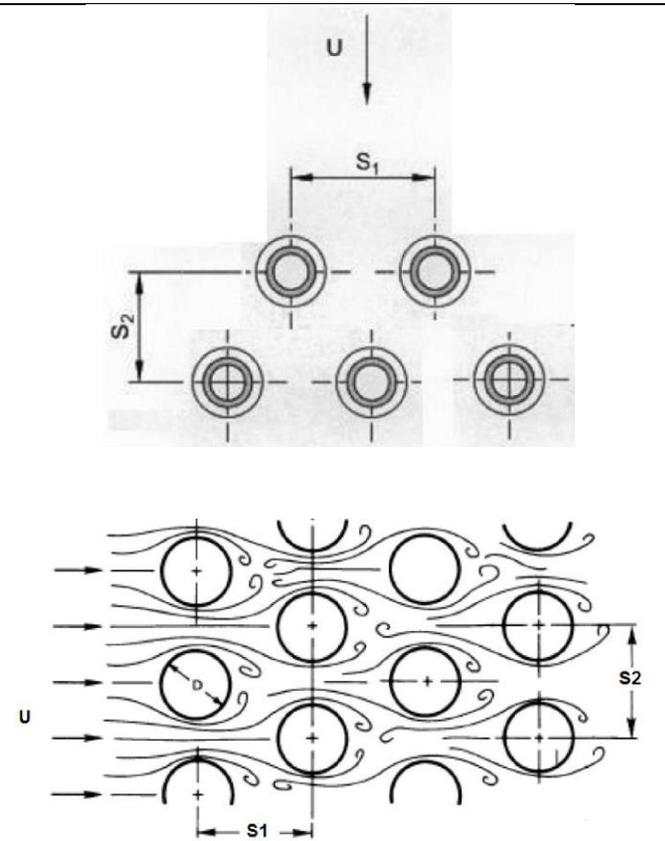
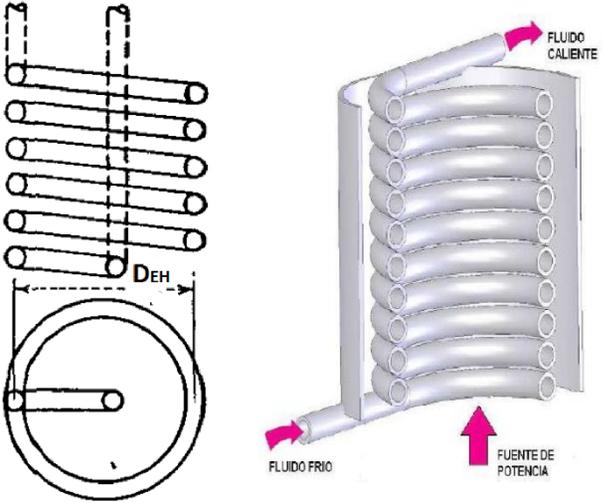


Figura 19. Paso entre tubos para el arreglo en triangulo.
(Pysmennyy, et al., 2007)

Tabla 11. Intercambiador de calor helicoidal

CLASIFICACIÓN	DEFINICIÓN	FIGURA
<p>Serpentín de tubos helicoidales</p>	<p>El serpentín de tubos proporciona uno de los medios más baratos de obtener superficie para transferencia de calor. Generalmente, se construyen doblando longitudes variables de tubería de cobre, acero o aleaciones, para darle forma de hélices, o serpentines helicoidales dobles en los que la entrada y salida están convenientemente localizadas lado a lado. Los serpentines helicoidales de cualquier tipo se instalan frecuentemente en recipientes cilíndricos verticales, ya sea con agitador o sin él, y siempre se provee de espacio entre el serpentín y la pared del recipiente para circulación (Figura 20). Cuando estos serpentines se usan con agitación mecánica, el eje vertical del agitador corresponde usualmente al eje vertical del cilindro. Los serpentines de doble espiral pueden instalarse dentro de corazas con sus</p>	 <p><i>Figura 20. Serpentín de tubos helicoidales. (Flórez-Orrego, et al., 2010)</i></p>

	<p>conexiones pasando a través de la coraza o sobre su tapa. Tales aparatos son similares a un intercambiador tubular, aunque limitados a pequeñas superficies (Kern, 1997).</p>	
--	--	--

2.2.4.1.2 INCRUSTACIONES Y ENSUCIAMIENTO EN ECONOMIZADORES

El buen funcionamiento de los economizadores instalados en las calderas depende totalmente de la calidad del agua de alimentación y los gases de combustión de las mismas, siendo este último un factor dependiente del tipo de combustible utilizado, por ejemplo para combustibles sólidos y líquidos el mantenimiento de los economizadores es mayor que cuando se utiliza combustibles gaseosos, pues el material particulado presente en los productos de la combustión de los combustibles diferentes al gaseoso, se adhieren a las superficies externas de los tubos y aletas, ocasionando una disminución en el área libre de flujo de los gases y en la transferencia de calor del equipo. El material adherido a los tubos y aletas hace las veces de un aislante térmico que no permite la correcta transferencia de calor de los gases calientes al agua de alimentación, por lo que la eficiencia del equipo se ve muy afectada.

Se debe tener en cuenta que el agua de alimentación de la caldera será la misma que pasa por el economizador.

Para todas las calderas de vapor debe existir un tratamiento de agua eficiente que asegure la calidad de la misma, así como de régimen adecuado de controles, purgas y extracciones.

Se considera adecuado el indicado en las normas UNE-EN 12953-10 (para calderas pirotubulares) o cualquier otra norma equivalente.

El agua de alimentación de las calderas para generar vapor debe ser tratada si es agua cruda, ya que, si es suministrada sin previo tratamiento, introduce a la caldera sales solubles, cieno y partículas sólidas. El continuo suministro de agua nueva para reponer la evaporada, da por resultado la acumulación de estos cuerpos de contaminación indeseables a la caldera. Si no son oportunamente removidos forman una concentración insoluble y se precipitan. Uno de los mayores problemas es evitar que estos precipitados formen incrustaciones en las calderas y los economizadores porque oponen resistencia al paso de calor, así como también reducen el área libre de flujo (figura 21). Este problema no se presenta si no se usa

agua cruda de repuesto, como sucede en la mayoría de los sistemas de calefacción. La concentración de sales solubles Y de sólidos, es reducida o mantenida a niveles aceptables mediante la filtración Y el tratamiento del agua de alimentación antes de su inyección a la caldera.

De no ser desaerada el agua de alimentación, el economizador estará continuamente expuesto al peligro de corrosión interna, El agua de alimentación que no es desaerada, contiene pequeñas burbujas de oxígeno que se acumulan, ocasionando la oxidación de las superficies interiores (figura 21).

Los economizadores de tubos de acero, no deben de exponerse al contacto con agua de alimentación que contenga oxígeno en una proporción de $0.025 \text{ cm}^3/\text{lt}$ a temperaturas de alimentación de $160 \text{ }^\circ\text{F}$ o mayores. El valor del pH debe de mantenerse entre 8.0 Y 9.0. Para evitar la corrosión, la temperatura mínima del agua de entrada al economizador de tubos de acero nunca debe ser menor de $212 \text{ }^\circ\text{F}$.

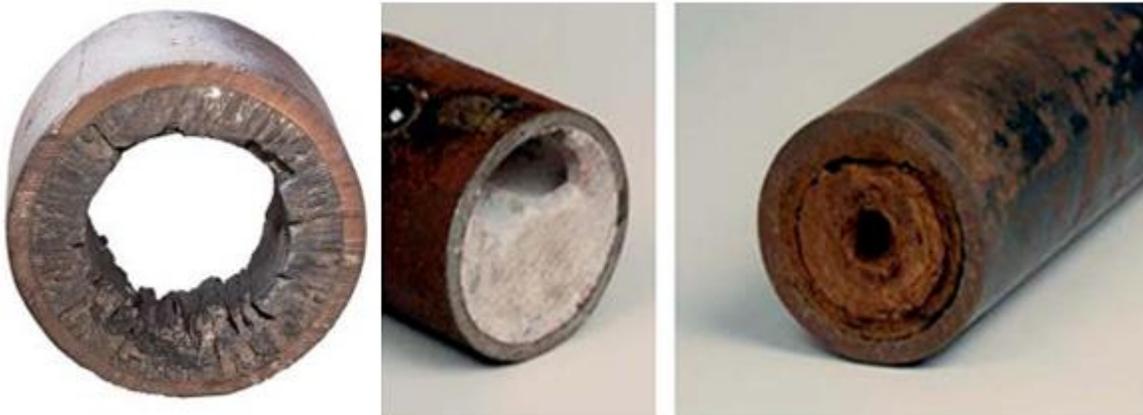


Figura 21. Incrustación interna haz de tubos economizador. Tomado de <https://www.lenntech.es/>

La corrosión de las superficies externas (lado en contacto con los gases de combustión) del equipo de recuperación de calor, ocurre cuando los gases son enfriados abajo de la temperatura de condensación de los gases de combustión, así como por la condensación de vapor de agua sobre dichas superficies. Esta corrosión es acelerada por la presencia de sustancias sulfurosas (dióxido y trióxido de azufre), que forman ácidos sulfurosos y sulfúricos al mezclarse con la humedad

(figura 22). Estos productos son resultantes de la combustión de la mayoría de los combustibles.

El ácido sulfúrico diluido tiene un punto de condensación de 200 °F más alto que el del agua. Esta relación varía según las proporciones entre el ácido y el vapor de agua. El coeficiente potencial de corrosión aumenta en cuanto sube el punto de condensación de los gases ácidos.

La humedad que se concentra en los tubos, forma una mezcla con las cenizas que ocasiona su acumulación (figura 22). Las dificultades más serias ocurren abajo del punto de condensación del ácido, que varía entre 280 y 320 °F bajo condiciones normales de operación.



Figura 22. Ensuciamiento y corrosión de tubos aletados en economizadores de calderas. Tomado de http://www.gard.no/Content/24317612/EconomizerProblems_LNGCarriers.PDF

2.2.4.1.3 CÁLCULO TÉRMICO DE ECONOMIZADOR

En este aparte se realizan los cálculos pertinentes para el diseño del economizador.

Temperatura de salida del agua del economizador

A la salida del economizador la temperatura del agua será dada por las condiciones de mejoramiento en el proceso. Por ello, el cálculo de la temperatura del agua se realiza teniendo en cuenta la siguiente los datos de operación de la caldera y la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{vapor}(h_{vapor} - h_{alim}) + \dot{m}_{purga}(h_{domo} - h_{alim})}{v_{comb} \times PCS} \times 100 \quad Ec. 20$$

Para realizar el cálculo de la nueva temperatura de entrada a la caldera que a su vez es la misma que va a salir del economizador tomamos la ecuación y despejamos la entalpía de alimentación (h_{alim}), así:

$$h_{alim} = \frac{(\dot{m}_{purga} \times h_{domo}) - \eta \times v_{comb} \times PCS + (\dot{m}_{vapor} \times h_{vapor})}{(\dot{m}_{vapor} + \dot{m}_{purga})} \quad Ec. 21$$

Tasa de transferencia de calor

Para el diseño del economizador se debe conocer qué tanta cantidad de calor debe recibir el agua para que este pueda aumentar la temperatura.

Por ello el calor necesario será igual a;

$$Q_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O}(h_{sal} - h_{ent}) \quad Ec. 22$$

Temperatura de salida de los gases:

El calor necesario para que el agua incremente la temperatura deseada será cedido por los gases, lo cual se afirma luego de realizar un balance térmico del sistema.

Teniendo claro esto entonces se dice que;

$$Q_{H_2O} = Q_{gas} \quad Ec. 23$$

Este balance térmico ayuda a averiguar la temperatura de salida de los gases del sistema.

$$Q_{H_2O} = Q_{gas} = \dot{m}_g C_{p_g} (T_{g-ent} - T_{g-sal}) \quad Ec. 24$$

Siendo;

Q : Calor a transferir

\dot{m}_g : Flujo másico del gas

C_{p_g} : Calor específico del gas

T_{g-ent} : Temperatura de los gases a la salida de la caldera

T_{g-sal} : Temperatura de los gases a la salida del economizador

Despejando T_{g-sal}

$$T_{g-sal} = \frac{\dot{m}_g C_{p_g} T_{g-ent} - Q}{\dot{m}_g C_{p_g}} \quad Ec. 25$$

Análisis de temperaturas del proceso

El análisis de las temperaturas del agua y los gases producto de la combustión es fundamental para garantizar el máximo aprovechamiento del calor residual por parte del economizador. Se tienen en cuenta para el diseño térmico limitantes tales como, la temperatura mínima de salida de los gases de combustión después del economizador y la temperatura de saturación del agua de alimentación de la caldera.

2.2.4.1.4 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Condiciones generales

Calor transferido

El diseño correspondiente se realizará basándose en la ecuación de calor *MLDT*, tomada del libro de Procesos de transferencia de calor de Kern.

$$Q = U \times A \times MLDT \quad \text{Ec. 26}$$

Siendo;

Q : calor transferido $\left(\frac{BTU}{h}\right)$

U : Coeficiente global de transferencia de calor $\left(\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F}\right)$

A : Área de transferencia de calor (ft^2)

$MLDT$: Diferencia media logarítmica de temperatura ($^\circ F$)

Cálculo de *MLDT*

Para hacer el cálculo de *MLDT* (Kern, 1999) se debe tener claro cuál va a ser el arreglo que va a tener el intercambiador, para este caso se toma como arreglo el flujo cruzado (figura 23) para la cual se utiliza la siguiente formula:

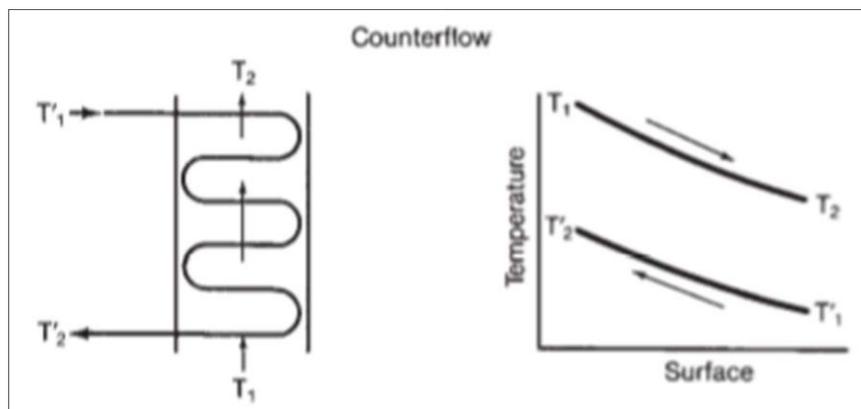


Figura 23. Flujo cruzado (Guiot Melo & Ramos Rojas, 2018)

$$MLDT = \frac{(T_{g-ent} - T_{a-sal}) - (T_{g-sal} - T_{a-ent})}{\ln\left(\frac{T_{g-ent} - T_{a-sal}}{T_{g-sal} - T_{a-ent}}\right)} \quad Ec. 27$$

2.2.4.1.4.1 Por el lado de los gases

Diámetro Equivalente

Para hallar h'_{fi} se comienza calculando el diámetro equivalente del ducto de los gases,

$$D_e = \frac{2(\text{área de la aleta } (A_f) + \text{área del tubo liso } (A_o))}{\pi(\text{perímetro proyectado } (PP))} \quad Ec. 28$$

El diámetro equivalente se realiza haciendo varias suposiciones, como: 8 aletas por pulgada, calculando área del tubo por pulgada de longitud.

Con las áreas calculadas se hará la relación de área por unidad de longitud $\frac{in^2}{ft}$ y el perímetro calculado $\frac{in}{ft}$

Área de la aleta

$$A_f = \left[\frac{\pi}{4} \left((2L_f + D_t)^2 - D_t^2 \right) \times 2 \times \frac{1ft^2}{144in^2} + \pi \times e \times (2L_f + D_t) \times \frac{1ft^2}{144in^2} \right] \times N_f \times 12 \frac{in}{ft} \quad Ec. 29$$

Donde:

A_f : Área de la aleta

L_f : Longitud de la aleta

D_t : Diámetro del tubo

e : Espesor de la aleta

N_f : Número de aletas por pulgada

Área del tubo liso

$$A_o = 12\pi D_t \quad Ec. 30$$

Donde:

A_o : Área del tubo liso

D_t : Diámetro del tubo

Perímetro proyectado

$$PP = 2N_f \times 2L_f \times 12 \frac{in}{ft} + 2 \left(12 \frac{in}{ft} - 12 \frac{in}{ft} \times N_f \times e \right) \quad Ec. 31$$

PP : Perímetro proyectado

N_f : Número de aletas por pulgada

L_f : Longitud de la aleta

e : espesor de la aleta

Área de flujo de los gases

El área de flujo de los gases es el espacio libre existente entre los tubos y las paredes del ducto. Se obtiene utilizando la siguiente ecuación:

$$A_s = A_D - N_t \times D_t \times L_t - N_t \left(2e \times L_f \times N_f \times \frac{12in}{ft} \times Ancho \right) \quad Ec. 32$$

Donde:

A_s : área de flujo de los gases

A_D : área de la caja del economizador

N_t : número de tubos

D_t : diámetro del tubo

L_t : Longitud de los tubos

e : espesor de la aleta

L_f : Longitud de la aleta

N_f : número de aletas por pulgada

Flujo másico de los gases por unidad de área

Al necesitar hallar el número de Nusselt se requiere encontrar el valor del flujo másico de los gases por unidad de área. La cual hallaremos utilizando la siguiente ecuación:

$$G_s = \frac{\dot{m}_g}{A_s} \quad \text{Ec. 33}$$

Donde:

\dot{m}_g : flujo másico de gases de combustión

A_s : área de flujo de los gases

Número Reynolds

Este parámetro adimensional es necesario hallarlo para poder hallar el número de Nusselt del gas y se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$R_e = \frac{D_e \times G_s}{\mu} \quad \text{Ec. 34}$$

Donde:

D_e : diámetro equivalente

G_s : Flujo másico de los gases por unidad de área

$\mu_{gas@400^\circ F}$: viscosidad cinemática

Número de Prandtl

Este parámetro adimensional es necesario hallarlo para poder hallar el número de Nusselt del gas y se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$Pr = \frac{C_{p_g} \times \mu}{k} \quad \text{Ec. 35}$$

Donde:

C_{p_g} : calor específico del gas

$\mu_{gas@400^\circ F}$: viscosidad cinemática

k : conductividad térmica

Número Nusselt del gas

Este parámetro adimensional representa el gradiente de temperatura y relaciona los números de Prandtl y Reynolds; se requiere conocer para hallar el coeficiente de transferencia de calor por convección de gas.

Se halla este número utilizando la ecuación:

$$Nu = \frac{h_f \times D_e}{k} = 0,321 Re^{0,61} Pr^{0,33} \quad \text{Ec. 36}$$

Donde:

N_u : Numero de Nusselt.

k : Conductividad térmica del gas.

R_e : Numero Reynolds.

P_r : Numero de Prandtl.

h_f : Coeficiente de transferencia de calor por convección del gas.

Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta

Con el valor de Nusselt se procede hallar el valor del coeficiente mencionado utilizando la siguiente ecuación:

$$h_f = \frac{N_u \times k}{D_e} \quad \text{Ec. 37}$$

Factor de corrección

Las incrustaciones o ensuciamiento provocado por los gases de combustión hacen que la conductividad térmica entre los gases y los tubos se vean afectados, por tal razón el coeficiente de transferencia de calor por convección se debe ajustar según el tipo de obstrucción. La ecuación de corrección (Kern, 1999):

$$h'_f = \frac{h_{do} \times h_f}{h_{do} + h_f} \quad \text{Ec. 38}$$

Siendo:

h'_f : Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta corregido con el factor de obstrucción.

h_{do} : Coeficiente de obstrucción equivalente al recíproco del factor de obstrucción fuera del tubo.

h_f : Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta.

Se debe corregir este coeficiente, pues las transferencias de calor del sistema cambian por las aletas del tubo; para ello se tiene que:

$$h'_{fi} = (\Omega A_f + A_o) \times \frac{h'_f}{A_i} \quad \text{Ec. 39}$$

Donde:

Ω : la eficiencia de la aleta.

A_i : área de tubo teniendo en cuenta su diámetro interno.

La eficiencia de la aleta se halla a través de la figura 24, utilizando los valores calculados en las ecuaciones 40 y 41:

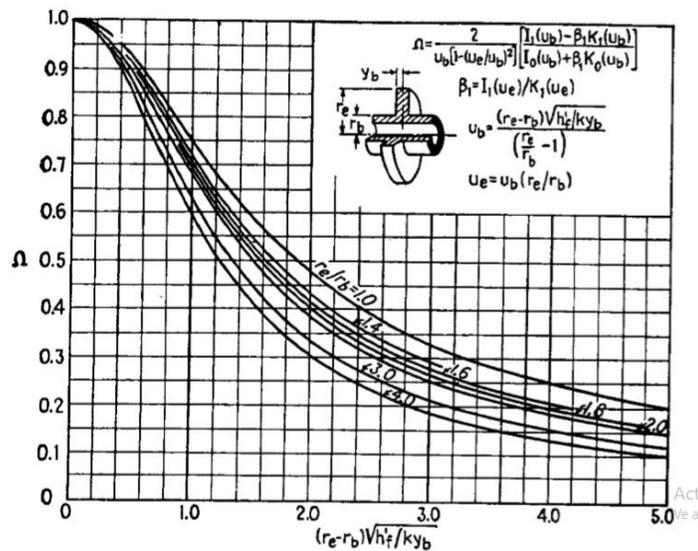


Figura 24. Eficiencia de aleta anular de espesor constante. (Kern, 1997).

Se necesita conocer las siguientes variables:

$$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{h'_f}{k y_b}} \quad \text{Ec. 40}$$

$$\frac{r_e}{r_b} \text{ (relación radio de la aleta con el radio del tubo)} \quad \text{Ec. 41}$$

Donde:

r_e : radio de la aleta

r_b : radio del tubo

y_b : espesor de la aleta (e)

Luego para hallar A_i se utiliza la siguiente ecuación:

$$A_i = \pi \times D_{t_i} \quad \text{Ec. 42}$$

Donde:

D_{t_i} : diámetro interno del tubo

2.2.4.1.4.2 Para el lado agua

Ahora para el fluido que va dentro de los tubos, que sería el agua suponemos que todo el flujo másico se moverá por cada banco de tubos.

Área de flujo en el banco de tubos (a_t)

Suponiendo esto se tiene que:

$$a_t = N_t \times a'_t \quad \text{Ec. 43}$$

Donde:

a_t : Área de flujo en el banco de tubos

N_t : Número de tubos por banco

a'_t : Área de flujo por tubo

El flujo volumétrico del agua (G_t)

$$G_t = \frac{\dot{m}_a}{a'_t} \quad \text{Ec. 44}$$

Velocidad del agua por los tubos (V)

$$V = \frac{G_t}{\rho} \quad \text{Ec. 45}$$

Siendo ρ la densidad del agua a temperatura media (172.5°F)

Coeficiente de Transferencia de Calor por convección para el agua

Teniendo la velocidad del agua en los tubos se puede hallar el coeficiente de transferencia de calor por dentro del tubo h_i , considerando la temperatura media del agua, lo cual se logra obtener a través de la figura 25:

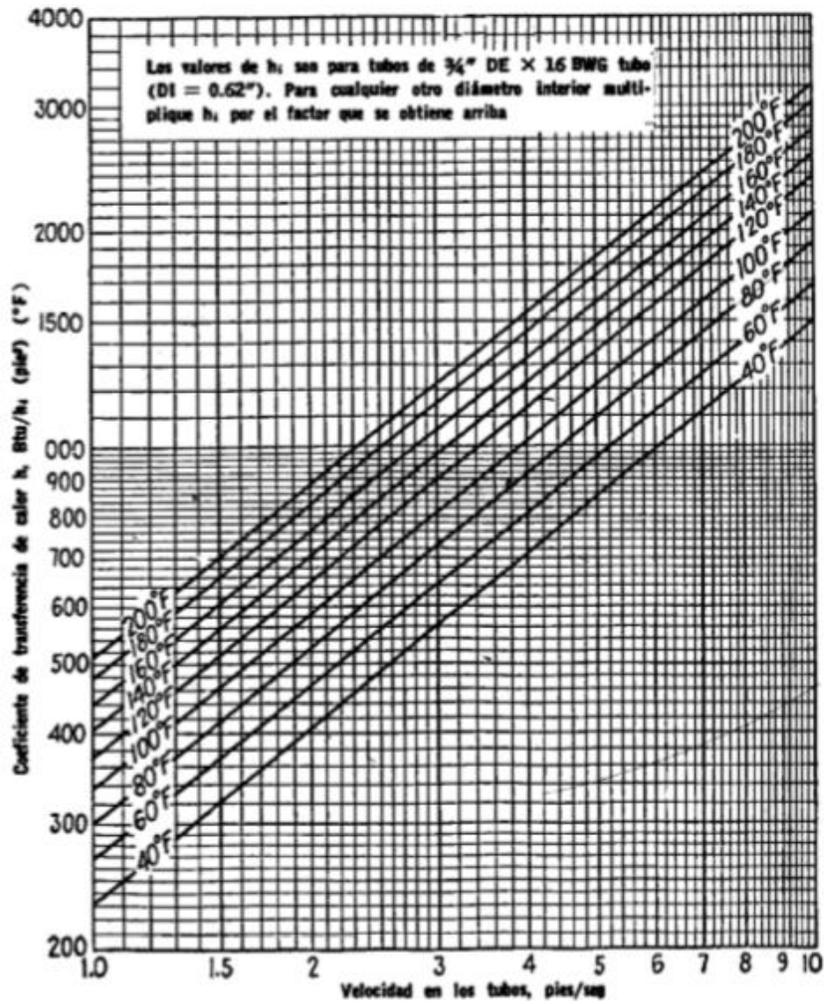


Figura 25. Coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua. (Kern, 1997)
 El Factor de corrección para h_i se halla utilizando la figura 26.

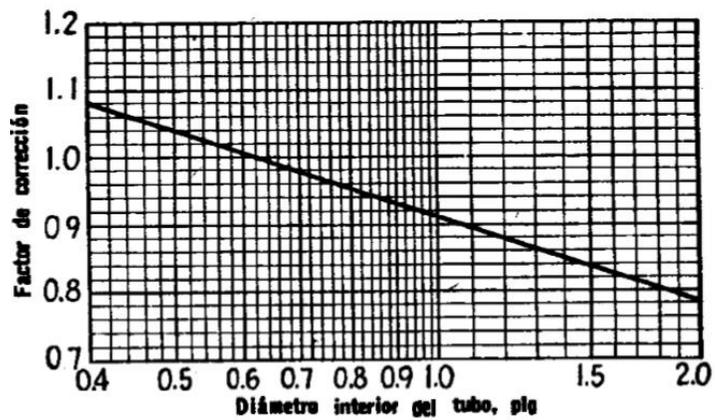


Figura 26. Factor de corrección para el coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua. (Kern, 1997)

Adicionalmente, se debe considerar el factor de obstrucción producido por el agua dentro de los tubos, este valor se halla en las tablas estandarizadas de resistencias de incrustación para el agua.

2.2.4.1.4.3 Análisis de los datos

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor es la propiedad que permite dimensionar la capacidad del medio para transmitir o disipar energía. El cálculo de este coeficiente estará dado por la siguiente ecuación:

$$U_{D_i} = \frac{h'_{f_i} \times h'_i}{h'_{f_i} + h'_i} \quad \text{Ec. 46}$$

Siendo;

U_{D_i} : Coeficiente global de transferencia de calor basado en la superficie interior del tubo $\left(\frac{BTU}{h^{\circ}Fft^2}\right)$

h'_i : Coeficiente de transferencia de calor para el fluido por dentro del tubo corregido para el factor de obstrucción $\left(\frac{BTU}{h^{\circ}Fft^2}\right)$

h'_{f_i} : Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta corregido a la superficie interior de la tubería $\left(\frac{BTU}{h^{\circ}Fft^2}\right)$

Área de flujo

El número de bancos de tubos que tendrá el economizador se obtiene luego de calcular el área de flujo con el coeficiente universal de transferencia de calor. Para ello se determinará área de flujo por banco.

$$A = \frac{Q}{U_{D_i} \times \Delta T} \quad \text{Ec. 47}$$

Efectividad de transferencia

Se calcula la efectividad de transferencia para saber qué porcentaje del calor máximo del sistema se puede aprovechar. Para esto se considera que;

$$C_h = \dot{m}_{gas} C_{p_{gas}} \quad Ec. 48$$

$$C_c = \dot{m}_{H_2O} C_{p_{H_2O}} \quad Ec. 49$$

Donde:

C_h : capacidad calórica del fluido caliente

C_c : capacidad calórica del fluido frío

Se debe realizar una comparación de C_h y C_c , para encontrar la capacidad calórica mínima (C_{min}) que corresponde al menor de los valores; se utiliza este factor para calcular el calor máximo a través de la ecuación 50:

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h-entrada} - T_{c-entrada}) \quad Ec. 50$$

La relación dada entre el calor máximo posible de transferir y el calor transferido del sistema dará a conocer cuál es la efectividad de transferencia del sistema.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad Ec. 51$$

Caída de presión en las tuberías

Las pérdidas de presión en las tuberías se hallarán por medio de la siguiente ecuación (Kern, 1999):

$$\Delta P_T = \frac{f \times G_t^2 \times L \times n}{5,22 \times 10^{10} \times D_{ti} \times \phi_t} \quad Ec. 52$$

Donde:

f : factor de fricción

G_t : Flujo volumétrico por unidad de área

L : Longitud del tubo

n : Número de pasos en los tubos

D_{ti} : Diámetro interno de la tubería

El factor de diseño (f) se obtiene de la figura 27 la cual esta con relación al Reynolds:

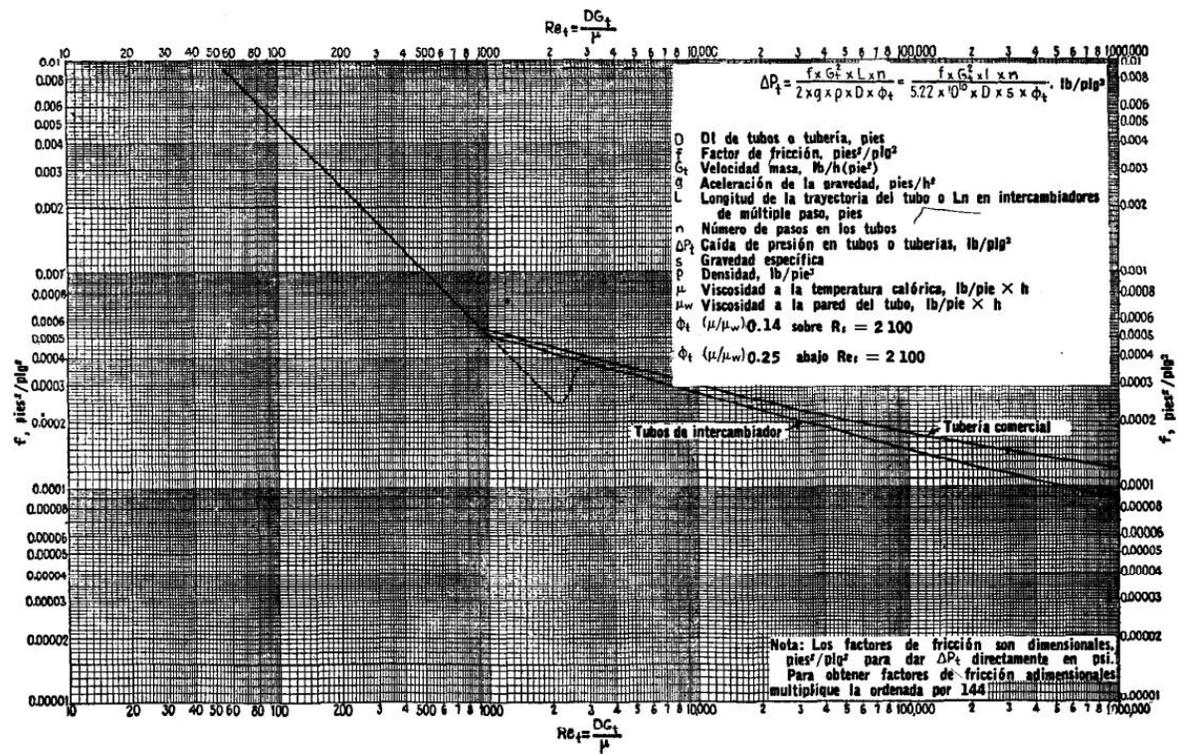


Figura 27. Factores de fricción para flujos en tuberías y tubos (Kern, 1997).

Para ello se calcula primero:

$$Re_t = \frac{D \times G_t}{\mu} \quad \text{Ec. 53}$$

Pérdida de presión por tiro

$$\Delta P_s = \frac{f \times G_s \times L_p}{5 \times 10^{10} \times D'_{ev} \times S \times \phi_s} \times \left(\frac{D'_{ev}}{S_T} \right) \times 0,4 \times \left(\frac{S_L}{S_T} \right) \times 0,6 \quad \text{Ec. 54}$$

f : factor de configuración

L_p : Longitud de la trayectoria

D'_{ev} : Diámetro volumétrico equivalente

S : Gravedad específica del gas

ϕ_s : Relación de viscosidades

S_T : Paso vertical

S_L : Paso horizontal

Diámetro volumétrico equivalente

$$D'_{ev} = \frac{4 \times \text{volumen Neto}}{\text{superficie friccional}} \quad \text{Ec. 55}$$

Volumen neto

$$VN = L \times A \times p \times \frac{1}{2} (N \times T_T) \left(\frac{\pi \times (D_t)^2}{4} \right) \times L - \frac{1}{2} (N \times T_T) \left(\frac{\pi (2L_f + D_t)^2 - D_t^2}{4} \right) \times e \times N_f \times L \quad \text{Ec. 56}$$

Superficie friccional

$$SF = \frac{1}{2} (N \times T_T) \times A_o \times L \quad \text{Ec. 57}$$

Gravedad específica: Es la relación de la densidad del gas con la densidad del aire seco a condiciones de 0°C.

$$S = \frac{\rho_{gas}}{\rho_{aire}} \quad \text{Ec. 58}$$

Con la figura 28 se halla el factor de configuración f con respecto al Reynolds del gas.

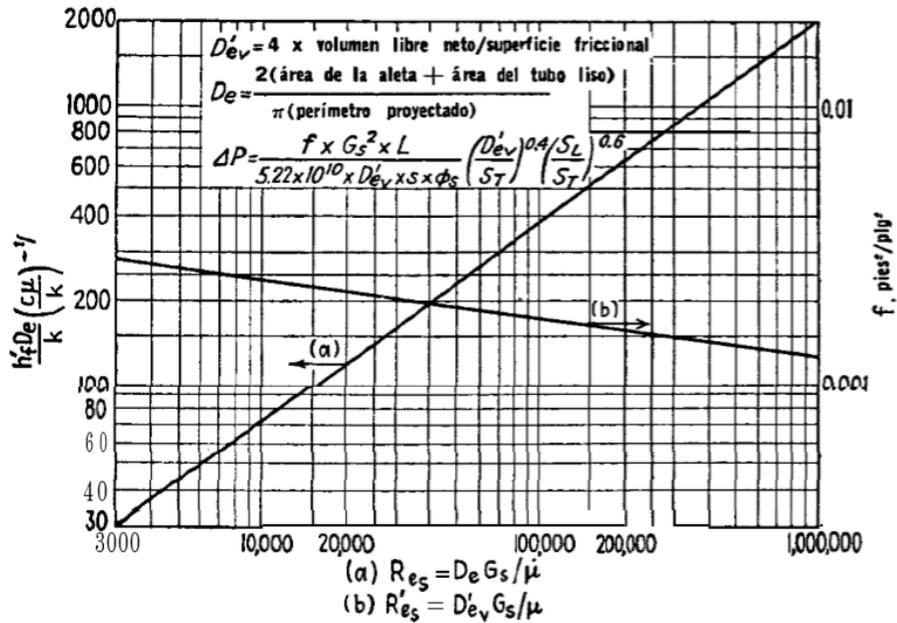


Figura 28. Factor de configuración (Kern, 1997).

L_p : es la trayectoria en la que el gas va a realizar la transferencia de calor con los tubos, la cual se supone que es la distancia entre la primera hilera de tubos y la última hilera del economizador. Esta distancia está determinada por los números de pasos o niveles que tiene el equipo.

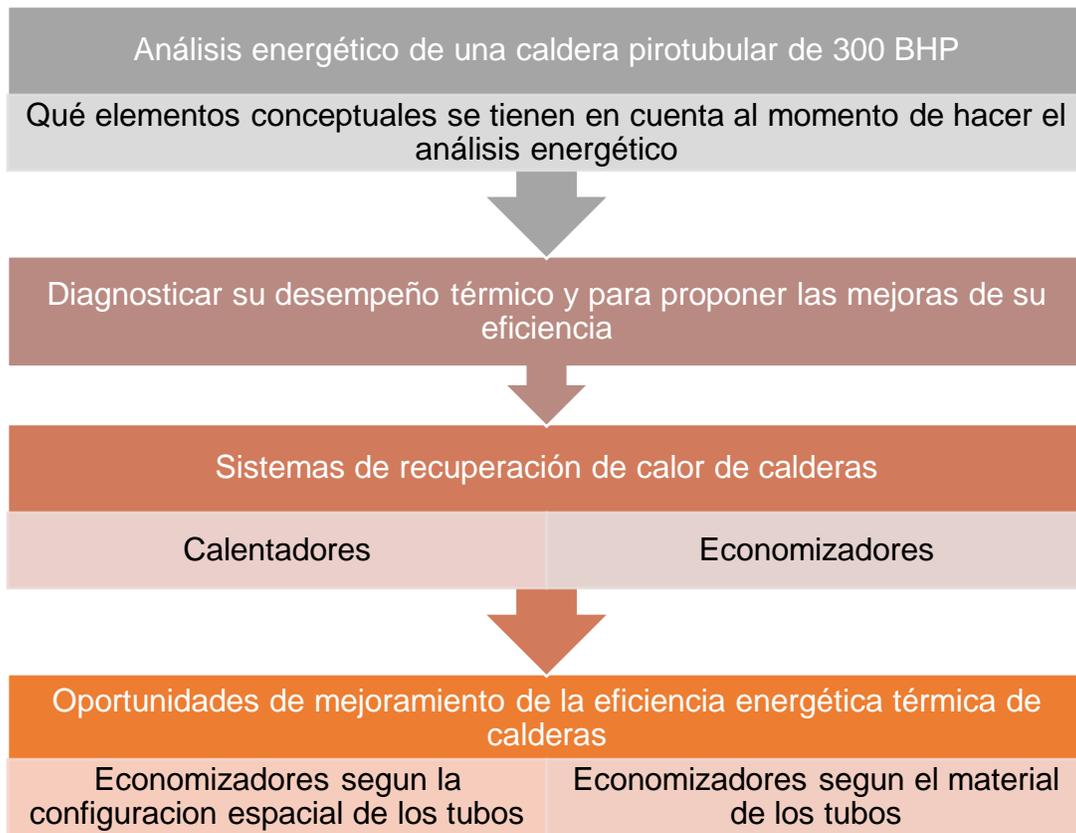
$$L_p = N_p \times S_L \quad \text{Ec. 59}$$

Donde N_p es el número de pasos o de niveles que tiene el economizador.

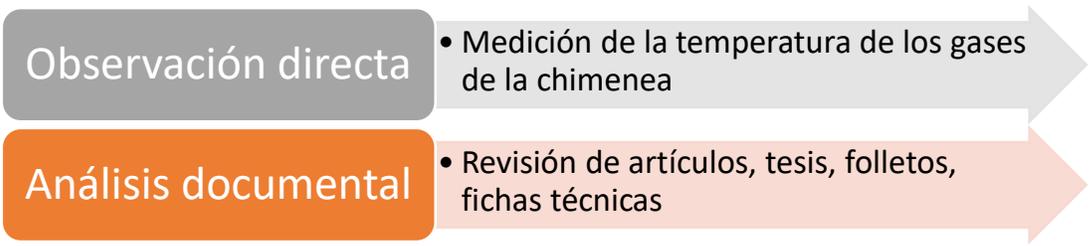
3 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1 Etapa 1: Investigación

En esta etapa se realizó la revisión del estado del arte concerniente a los sistemas de recuperación de calor de calderas, oportunidades de mejoramiento de la eficiencia energética térmica de calderas y el análisis energético de una caldera pirotubular de 300 BHP, de la cual se tiene información real, para diagnosticar su desempeño térmico.

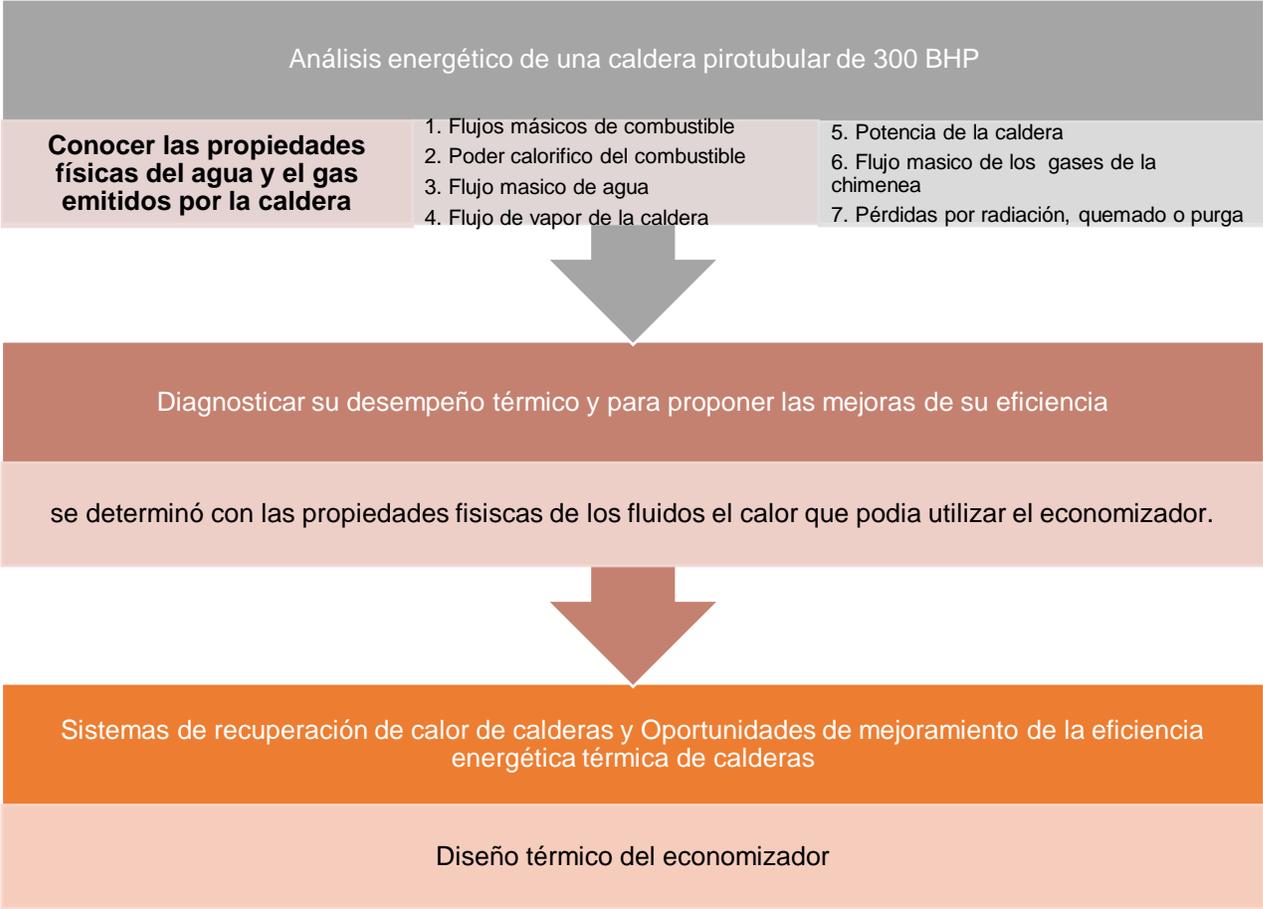


En esta etapa del trabajo se tuvieron en cuenta cuatro ejes de revisión conceptual que determinaron el constructo teórico del proyecto. Esta revisión buscó aportar elementos que permitieron analizar energéticamente la caldera y poder llegar a proponer mejora en su eficiencia. Se utilizaron técnicas de recolección de datos como:



3.2 Etapa 2: Diseño

En esta etapa se seleccionará la mejor alternativa del economizador y se procederá a realizar el diseño conceptual del mismo.



3.3 Etapa 3: Evaluación

En esta etapa se realizará el análisis del sistema con y sin el economizador, luego de haber analizado las dos opciones contempladas; y de esta forma comparar y evaluar el desempeño teórico de éste. Se darán conclusiones y recomendaciones.

4 DISEÑO DEL ECONOMIZADOR

El diseño del economizador supone que se diseña en estado estable, no participa la radiación y no se consideran pérdidas al exterior.

4.1 CARACTERÍSTICAS DE LA CALDERA PIROTUBULAR DE 300 BHP

Datos importantes de la caldera son su factor de carga del 75% y la eficiencia según el fabricante es del 83%.

Para conocer el flujo volumétrico de gas natural que utiliza la caldera en cuestión, se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$Potencia quemador (KW) = \frac{Potencia nominal * Factor de carga * 9,78}{Eficiencia caldera} \quad Ec. 60$$

$$Potencia quemador = \frac{300 BHP \times 0.75 \times 9.78}{0.83}$$

$$Potencia quemador = 2651.2048 kW$$

Conociendo la potencia del quemador y el poder calorífico del combustible dado por el proveedor, se puede hallar el flujo volumétrico de gas natural con la siguiente ecuación:

$$flujo volumétrico GN = \frac{Potencia quemador}{PCS Gas Natural} \quad Ec. 61$$

$$flujo volumétrico GN = \frac{2651.2048 kW}{10.4069 \frac{kWh}{m^3}}$$

$$flujo volumétrico GN = 254.7545 \frac{m^3}{h}$$

En la tabla 12 se describen las variables de operación de la caldera pirotubular de 300 BHP:

Tabla 12. Datos de operación de la caldera

Símbolo	Parámetro	Magnitud	Unidades
P_v	Presión de trabajo	120 (827.37)	<i>psia</i> (<i>kPa</i>)
T_v	Temperatura salida del vapor	350.04 (176.69)	$^{\circ}F$ ($^{\circ}C$)
\dot{m}_{vapor}	Flujo másico de vapor	8560.91 (3883.16)	$\frac{lb}{h}$ ($\frac{kg}{h}$)
\dot{m}_{purga}	Flujo másico de purga	796.90 (361.47)	$\frac{lb}{h}$ ($\frac{kg}{h}$)
\dot{V}_{comb}	Flujo volumétrico del gas natural	8996.57 (254.75)	$\frac{ft^3}{h}$ ($\frac{m^3}{h}$)
h_{alim}	Entalpía del agua de alimentación $T = 140^{\circ}F$ ($60^{\circ}C$), $P = 120$ <i>psia</i>	107.99 (251.18)	$\frac{BTU}{lb}$ ($\frac{kJ}{kg}$)
η	Eficiencia	83	%

4.2 CARACTERIZACIÓN DE GASES DE COMBUSTION DE LA CALDERA PIROTUBULAR 300 BHP

El combustible utilizado en la caldera es gas natural, su composición, peso molecular de cada uno de sus componentes, el número de moles para una base de cálculo de 100 *lb* de combustible y propiedades se describen en la tabla 13 y 14:

Tabla 13. Composición volumétrica y peso molecular del gas natural

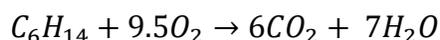
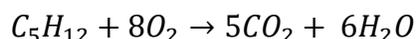
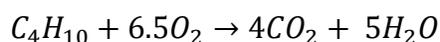
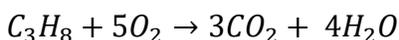
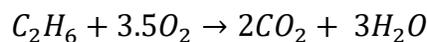
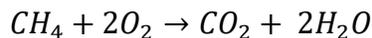
GAS NATURAL							
ítem	Componente	Fórmula	Porcentaje (%)	Peso Molecular (PM)	Peso (lb)	(%) Peso	moles para 100 lb
1	Metano	CH ₄	98,9953	16,04258	1588,14002	97,91114209	6,103204229
2	Nitrógeno	N ₂	0,5422	28,0134	15,18886548	0,936415648	0,033427419
3	Dióxido de carbono	CO ₂	0,1292	44,0087	5,68592404	0,350545487	0,007965368
4	Etano	C ₂ H ₆	0,2361	30,06922	7,099342842	0,437684812	0,014555908
5	Propano	C ₃ H ₈	0,0377	44,09586	1,662413922	0,102490236	0,00232426
6	i-Butano	C ₄ H ₁₀	0,0217	58,1225	1,26125825	0,077758406	0,001337837
7	n-Butano	C ₄ H ₁₀	0,0057	58,1225	0,33129825	0,020425019	0,000351413
8	i-Pentano	C ₅ H ₁₂	0,0069	72,14914	0,497829066	0,030691886	0,000425395
9	n-Pentano	C ₅ H ₁₂	0,0012	72,14914	0,086578968	0,005337719	7,39817E-05
10	Hexano (+)	C ₆ H ₁₄	0,024	86,17578	2,06821872	0,127508692	0,001479635
TOTAL			100	508,94882	1622,021749	100	6,165145445

La columna de peso se obtiene multiplicando el peso molecular de cada componente por su respectivo porcentaje. Así mismo la columna de %peso se obtiene al hacer el cociente del peso en libra de cada componente por la sumatoria de los pesos de cada componente y, por último, la columna de los moles se calcula dividiendo el porcentaje en peso de cada componente por su peso molecular.

Tabla 14. Propiedades del combustible

PROPIEDADES DEL GAS NATURAL		
PROPIEDAD	SISTEMA INTERNACIONAL	SISTEMA INGLÉS
Gravedad Específica Real, Gr=Gi*(Zsaire/Zs)	0.5609	0.5609
Poder Calorífico Bruto	8954.2936 $\frac{kcal}{m^3}$	1006.18 $\frac{BTU}{ft^3}$
Densidad del Gas	0.683876 $\frac{kg}{m^3}$	0.0426929 $\frac{lb}{ft^3}$
Índice de Wobbe	11956.0262 $\frac{kcal}{m^3}$	1343.48 $\frac{BTU}{ft^3}$

Las reacciones presentes en la combustión del gas natural son:



Teniendo las reacciones balanceadas se puede obtener la cantidad de moles por cada 100 lb de combustible, para cada uno de los reactivos y productos de las reacciones químicas de combustión del gas natural, como se muestra en la tabla 15.

Tabla 15. Número de moles de cada componente

Compuesto	O_2	H_2O	CO_2	N_2	moles para 100 lb
CH ₄	12,20640846	12,20640846	6,103204229		6,103204229
N ₂				0,033427419	0,033427419
CO ₂				0,00796537	0,007965368
C ₂ H ₆	0,050945679	0,043667725	0,029111817		0,014555908
C ₃ H ₈	0,011621299	0,009297039	0,006972779		0,00232426
C ₄ H ₁₀	0,008695938	0,006689183	0,005351346		0,001337837
C ₄ H ₁₀	0,002284186	0,001757066	0,001405653		0,000351413
C ₅ H ₁₂	0,00340316	0,00255237	0,002126975		0,000425395
C ₅ H ₁₂	0,000591854	0,00044389	0,000369909		7,39817E-05
C ₆ H ₁₄	0,014056532	0,010357444	0,008877809		0,001479635
TOTAL	12,29800711	12,28117318	6,165385886	0,033427419	

Conociendo el número de moles totales de oxígeno y nitrógeno presentes en la combustión del gas natural permite calcular los moles de oxígeno teórico, los moles de oxígeno y nitrógeno suministrado, el exceso de aire, el número de moles de nitrógeno suministrados en el aire y el número de moles de éste presentes en los

gases de combustión, así como también el aire total suministrado, como se muestra a continuación:

$$O_2 \text{ teórico} = 12,29800711 \frac{\text{moles}}{100 \text{ lb}}$$

$$O_2 \text{ suministrado} = 12,29800711 \frac{\text{moles}}{100 \text{ lb}} \times 1.312$$

$$O_2 \text{ suministrado} = 15,98740924 \frac{\text{moles}}{100 \text{ lb}}$$

$$\text{exceso de aire} = (15,98740924 - 12,29800711) \frac{\text{moles}}{100 \text{ lb}}$$

$$\text{exceso de aire} = 3,689402132 \frac{\text{moles}}{100 \text{ lb}}$$

$$N_2 \text{ suministrado aire} = 15,98740924 \frac{\text{moles}}{100 \text{ lb}} \times \left(\frac{79}{21}\right)$$

$$N_2 \text{ suministrado aire} = 60,14311094 \frac{\text{moles}}{100 \text{ lb}}$$

$$N_2 \text{ total gases combustión} = (60,14311094 + 0,033427419) \frac{\text{moles}}{100 \text{ lb}}$$

$$N_2 \text{ total gases combustión} = 60,17653836 \frac{\text{moles}}{100 \text{ lb}}$$

$$\text{aire total suministrado} = (60,14311094 + 15,98740924) \frac{\text{moles}}{100 \text{ lb}}$$

$$\text{aire total suministrado} = 76,13052018 \frac{\text{moles}}{100 \text{ lb}}$$

Ahora para conocer la relación de libras de gases de combustión por libra de combustible se necesita conocer primero la humedad del aire en moles de agua para 100 lb de gases de combustión. En la tabla 16 se muestran los valores relacionados para hallar la humedad del aire comburente en la latitud de trabajo. La relación de humedad se halla por tabla psicométrica teniendo en cuenta la

temperatura ambiente y la humedad relativa. A continuación, se presentan las ecuaciones utilizadas para obtener los valores de la tabla.

$$humedad = \left(\frac{lb\ humidad}{lb\ aire\ seco} \right) \times \left(\frac{PM\ aire}{PM\ agua} \right)$$

$$humedad\ del\ aire = aire\ total\ suministrado \times humedad$$

Tabla 16. Determinación de la humedad del aire comburente

Variable	Valor	Unidad
Temperatura ambiente	27.7	°C
Humedad Relativa	55,85	HR
Relación de humedad	0,012	$\frac{lb\ humidad}{lb\ aire\ seco}$
PM aire	28,96	$\frac{lb}{mol}$
PM agua	18,01528	$\frac{lb}{mol}$
Humedad	0,01929029	$\frac{moles\ agua}{moles\ aire\ seco}$
Humedad aire	1,46857992	$\frac{moles\ agua}{100lb}$

Teniendo la humedad del aire se puede entonces hallar la relación de libra de gases de combustión por libra de combustible. Los valores se muestran en la tabla 17.

Tabla 17. Relación de gases de combustión

RELACIÓN DE GASES DE COMBUSTIÓN			
GASES	moles/100 lb	PM/100	lb gases/lb comb
O_2	3,689402132	0,31998	1,18053489
H_2O	12,28117318	0,1801528	2,21248773
CO_2	6,165385886	0,440087	2,71330618
N_2	60,17653836	0,280134	16,8574944
<i>humedad aire</i>	1,468579915	0,1801528	0,26456878
Σ			23,228392

En la tabla anterior se toman los moles de cada producto por 100 libras de gases de combustión y se multiplican por los valores de la columna de peso molecular según corresponda y así se halla cada relación de los gases para cada sustancia y la sumatoria de estas corresponde a la relación total de libra de los gases de combustión por cada libra de combustible.

Análogamente se hace para hallar la relación de libras de aire húmedo por libra de combustible, se debe considerar para este caso los compuestos de humedad, nitrógeno y oxígeno. Los valores se muestran en la tabla 18.

Tabla 18. Relación del aire comburente

RELACIÓN DEL AIRE COMBURENTE			
AIRE	moles/100 lb	PM/100	lb aire/lb comb
<i>humedad aire</i>	1,468579915	0,1801528	0,264568784
O_2	15,98740924	0,31998	5,115651208
N_2	60,17653836	0,280134	16,8574944
Σ			22,23771439

Se obtiene una relación de 22.2377 *lb aire/lb comb*.

Flujo másico de gases combustión

Para calcular el flujo másico de los gases de combustión que atraviesan el economizador se requiere conocer el consumo de combustible que tiene la caldera de vapor y la relación de masa de los gases de combustión con el combustible. El cálculo se realiza con la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{comb} \times relación \frac{lb \text{ gases combustión}}{lb \text{ combustible}}$$

$$\dot{m}_g = 384,0896746 \frac{lb}{h} \times 23,228392$$

$$\dot{m}_g = 8921.78552 \frac{lb}{h}$$

Propiedades de los gases de combustión

Para realizar el diseño del economizador es necesario conocer las propiedades de los gases de combustión que al final son los que cederán la energía al agua de alimentación de la caldera. Esas propiedades son el calor específico, la conductividad térmica, la viscosidad dinámica y la densidad. En este aparte se muestran las tablas 19 y 20 que contienen los valores del análisis de gases para cada componente de los gases de combustión y el valor de cada propiedad física del gas para cada compuesto respectivamente.

Tabla 19. Análisis de los gases de combustión

ANÁLISIS DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN				
Compuesto	fracción de volumen (γ_i)	peso molecular (α_i)	peso molecular mezcla ($\alpha_m = \sum \gamma_i \times \alpha_i$)	fracción de masas ($\beta_i = \frac{\gamma_i \times \alpha_i}{\alpha_m}$)
O₂	0,050822928	31,998	1,626232051	0,056440743
H₂O	0,095249285	18,01528	1,715942544	0,059554276
CO₂	0,116809901	44,01	5,140803761	0,178419055
N₂	0,725727997	28,0134	20,33010868	0,705585925
TOTAL	0,988610112		28,81308703	1

La fracción de volumen (γ_i) de cada compuesto se halla de la tabla 17 dividiendo el valor de cada componente entre el total de la relación de gases de combustión.

Tabla 20. Propiedades físicas componentes de los gases de combustión a 1 atm y 400 °F

PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS COMPONENTES DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN				
PROPIEDAD\COMPUESTO	O ₂	H ₂ O	CO ₂	N ₂
Calor específico (C _{p_i}) ($\frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F}$)	0,23075857457	0,4628248304	0,238387313	0,25100052546
Conductividad Térmica (k _i) ($\frac{BTU}{h \text{ ft } ^\circ F}$)	0,023397626	0,019492047	0,017797413	0,021698366
Viscosidad dinámica (μ _i) ($\frac{lb}{ft \text{ h}}$)	0,071168998	0,040339604	0,055494926	0,060713698

Teniendo los valores de las propiedades físicas de cada componente de los gases de combustión se procede a calcular las propiedades físicas los gases de combustión con las ecuaciones que se relacionan a continuación.

El calor específico de los humos (C_{p_h}) se halla con ecuación:

$$C_{p_h} = \sum \beta_i \times C_{p_i}$$

$$C_{p_h} = 0,26022266 \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F} \left(1,089500234 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right)$$

La conductividad térmica de los humos (k_h) se halla con la ecuación:

$$k_h = \frac{\sum \gamma_i \times k_i \times \sqrt[3]{\alpha_i}}{\sum \gamma_i \times \sqrt[3]{\alpha_i}}$$

$$k_h = 0,021075576 \frac{BTU}{h \text{ ft } ^\circ F} \left(0,036451835 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right)$$

La viscosidad dinámica de los humos (μ_h) se halla con la ecuación:

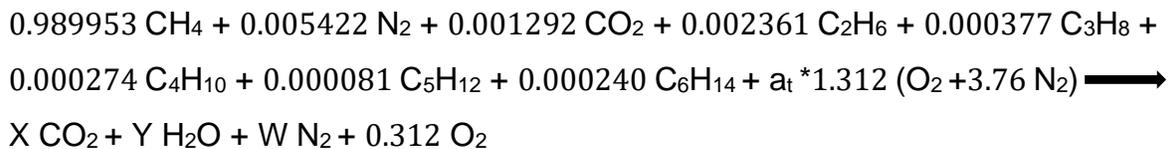
$$\mu_h = \frac{\sum \gamma_i \times \mu_i \times \sqrt[2]{\alpha_i}}{\sum \gamma_i \times \sqrt[2]{\alpha_i}}$$

$$\mu_h = 0,058966236 \frac{lb}{ft h} \left(2,43754 \times 10^{-5} \frac{kg}{m s} \right)$$

4.2.1 DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE ROCÍO DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN

Para determinar el punto de rocío de los gases de combustión del gas natural se realiza el balance de la reacción química del combustible con un exceso de aire del 31.2 %, con el objetivo de encontrar las moles de vapor de agua contenidas en los gases de combustión.

Fórmula de gas con aire



$$\text{C} \longrightarrow X = 0.989953(1) + 0.001292(1) + 0.002361(2) + 0.000377(3) + 0.000274(4) + 0.000081(5) + 0.000240(6)$$

$$\text{H} \longrightarrow 2Y = 0.989953(4) + 0.002361(6) + 0.000377(8) + 0.000274(10) + 0.000081(12) + 0.000240(14)$$

$$\text{N} \longrightarrow 2W = 0.005422(2) + 2 a_t * 1.312(3.76)$$

$$\text{O} \longrightarrow 2X + Y + 2 * 0.312 = 0.001292(2) + 2 a_t * 1.312$$

Resolviendo la ecuación de combustión de gas natural +aire, se encontró que los valores de:

$$X = 1,000039$$

$$Y = 1,992033$$

$$W = 8,67885276$$

$$a_t = 1,758203887$$

Mediante la siguiente ecuación se determina la presión parcial del vapor de agua presente en los gases de combustión:

$$P_{vH_2O} = \left(\frac{N_V}{N_{prod}} \right) (P_{prod}) \quad \text{Ec. 62}$$

$$P_{vH_2O} = \left(\frac{1,992033 \text{ mol}}{11,67092476 \text{ mol}} \right) (100 \text{ kPa})$$

$$P_{vH_2O} = 17,07 \text{ kPa}$$

Donde:

P_{vH_2O} : es la presión parcial del vapor de agua presente en el producto [kPa]

N_V : es la cantidad de moles de vapor de agua en el producto [mol], cuyo valor es Y.

N_{prod} : es la cantidad de moles en el producto [mol], cuyo valor resulta de la sumatoria X+Y+W.

P_{prod} : es la presión de los gases de combustión [kPa], donde el valor es 100 kPa.

Entonces la temperatura de saturación (punto de rocío) a una presión de vapor $P_v = 17,07 \text{ kPa}$, es:

$$T_{pr} = t_{sat@17,07kPa} = 56,49 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (133.68 } ^\circ\text{F)}$$

4.3 DIMENSIONAMIENTO DE LOS ECONOMIZADORES

Con el objetivo de diseñar dos economizadores para comparar su rendimiento térmico teniendo en cuenta dos configuraciones, como las detalladas en la tabla 21:

Tabla 21. Configuración de los economizadores

CONFIGURACIÓN DE LOS ECONOMIZADORES		
ELEMENTO	ECONOMIZADOR 1	ECONOMIZADOR 2
Material de los tubos	Acero al Carbono	Acero al Carbono
Material de las Aletas	Aluminio	Cobre
Disposición geométrica de los tubos	Horizontal	Horizontal
Dirección humos respecto a los tubos	Flujo cruzado	Flujo cruzado
Tipo de superficie absorbente de calor	Aletas anulares de perfil circular	Aletas anulares de perfil circular
Arreglo geométrico de los tubos	Cuadrado en línea	Cuadrado en línea

4.3.1 DATOS DE ENTRADA

La cantidad de calor que se puede recuperar a través de la instalación de un economizador en la caldera, está limitada por el punto de rocío de los productos de la combustión, calculado en el aparte 3.5.1 y la temperatura de ebullición del agua de alimentación a una presión de trabajo de 120 *psi* (827.37 *kPa*) que se muestra en la tabla 23. Se recomienda que la temperatura del agua a la salida del economizador tenga una diferencia de temperatura de por lo menos 30 °C por debajo de la temperatura de saturación del agua.

La tabla 22 se realiza con los datos de operación de la caldera y haciendo uso de las ecuaciones 22 y 25. A través de un análisis se seleccionan las temperaturas del agua y los gases de combustión a la salida del economizador, así como el calor requerido para aumentar la temperatura del agua, teniendo en cuenta las limitantes expuestas anteriormente.

Tabla 22. Selección de la temperatura del agua a la salida del economizador

T_{a-sal} ($^{\circ}F$)	h_{a-sal} ($\frac{BTU}{lbm}$)	Q_{req} ($\frac{BTU}{h}$)	T_{g-sal} ($^{\circ}F$)
155	122.995	140413.9392	339.5197842
160	128	187249.7783	319.3462767
165	133.01	234132.4064	299.1526158
170	138.02	281015.0346	278.9589550
175	143.03	327897.6627	258.7652941
180	148.04	374780.2909	238.5716332
185	153.06	421756.4971	218.3376657
190	158.08	468732.7034	198.1036981
195	163.105	515755.6986	177.8495772
200	168.13	562778.6939	157.5954563
205	173.165	609895.2673	137.3010286
210	178.2	657011.8407	117.0066010

La tabla 23 muestra las propiedades y el flujo másico del agua de alimentación de la caldera, así como el calor ganado por el agua para incrementar su temperatura.

Tabla 23. Propiedades del agua de alimentación caldera

Agua		
$T_{a-sat@120\text{ psi}}$	341,25 (171.81)	$^{\circ}F (^{\circ}C)$
T_{a-ent}	140 (60)	$^{\circ}F (^{\circ}C)$
$h_{a@140\text{ }^{\circ}F}$	107,99 (251.18)	$\frac{BTU}{lbm} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$
\dot{m}_a	9357.81 (4244.63)	$\frac{lbm}{h} \left(\frac{kg}{h}\right)$
$Q_a = \dot{m}_a(h_{a-sal} - h_{a-ent})$		
T_{a-sal}	195 (90.56)	$^{\circ}F (^{\circ}C)$
h_{a-sal}	163,11 (379.39)	$\frac{BTU}{lbm} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Q_a	515755,69 (544151.06)	$\frac{BTU}{h} \left(\frac{kJ}{h}\right)$

La tabla 24 muestra las propiedades de los gases de combustión, el flujo másico y el flujo volumétrico.

Tabla 24. Propiedades de los gases de combustión.

Gases		
$C_{pgas@400^{\circ}F}$	0,2602 (1.0895)	$\frac{BTU}{lbm^{\circ}F} \left(\frac{kJ}{kg^{\circ}C}\right)$
$\rho_{gas@400^{\circ}F}$	0,0459 (0.7352)	$\frac{lbm}{ft^3} \left(\frac{kg}{m^3}\right)$
ϑ_{gas}	194330,4699 (5504.3311)	$\frac{ft^3}{h} \left(\frac{m^3}{h}\right)$
\dot{m}_{gas}	8921,7855 (4046.8538)	$\frac{lbm}{h} \left(\frac{kg}{h}\right)$
$T_{g-sal} = \left(\frac{\dot{m}_g \times C_{pg} \times T_{g-ent} - Q}{\dot{m}_g \times C_{pg}}\right)$		
T_{g-ent}	400 (204.44)	$^{\circ}F (^{\circ}C)$
T_{g-sal}	177,85 (81.03)	$^{\circ}F (^{\circ}C)$
T_{pr}	133,68 (56.49)	$^{\circ}F (^{\circ}C)$

4.3.2 CÁLCULO TÉRMICO

4.3.2.1 Condiciones generales

Balance de masa de la caldera

El balance de masa de la caldera se establece de la siguiente igualdad:

$$MASA ENTRANTE = MASA SALIENTE \quad Ec. 63$$

El balance de masa se resuelve con las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{aire} \quad Ec. 64$$

$$\dot{m}_{aire} = 8921.78552 \frac{lb}{h} - 384.0896746 \frac{lb}{h}$$

$$\dot{m}_{aire} = 8537.69585 \frac{lb}{h} \left(3872.63369 \frac{kg}{h} \right)$$

$$\dot{m}_{agua_alim} = \dot{m}_{vapor} + \dot{m}_{purgas} \quad Ec. 65$$

$$m_{vapor} = 9357.81 \frac{lb}{h} - 796.90 \frac{lb}{h}$$

$$m_{vapor} = 8560.91 \frac{lb}{h} \left(3883.16 \frac{kg}{h} \right)$$

En la tabla 25 se registran los valores de flujos máscicos de la caldera piro tubular.

Tabla 25. Flujos máscicos de la caldera piro tubular.

Flujos máscicos de la caldera		
Masa de aire	\dot{m}_a	$3872.6337 \frac{kg}{h}$
Masa de combustible	\dot{m}_c	$174.2205 \frac{kg}{h}$
Masa de agua	\dot{m}_w	$4244.6312 \frac{kg}{h}$
Masa de purga	\dot{m}_p	$361.4684 \frac{kg}{h}$
Masa de vapor	\dot{m}_v	$3883.1628 \frac{kg}{h}$
Masa de gases de combustión	\dot{m}_g	$4046.8542 \frac{kg}{h}$

Balance de energía de la caldera

A continuación, se describen los calores que toman parte en el balance de energía de la caldera de vapor pirotubular de 300 BHP. Los cálculos se refieren a la unidad de combustible y las propiedades descritas en la tabla 12.

Se establece de la siguiente igualdad:

$$Q_{ent} = Q_{sal} \quad \text{Ec. 66}$$

Y el calor entrante es:

$$Q_{ent} = Q_H + Q_{ig} + Q_p + Q_r + Q_{vapor} \quad \text{Ec. 67}$$

La tabla 26 muestra los valores correspondientes a cada calor del balance de energía y su respectivo porcentaje.

Tabla 26. Valores de calores balance de energía

$Q_{ent} \left(\frac{kcal}{m^3} \right)$			$Q_{sal} \left(\frac{kcal}{m^3} \right)$	%
Q_c	8954.2936	Q_h	999.04	11.16
		Q_{ig}	65.36	0.73
		Q_p	268.63	3.0
		Q_r	179.09	2.0
		Q_{vapor}	7441.91	83.11
Total	8954.2936		8954.2936	100

La figura 29 esquematiza el balance de masa (flechas azules) y energía (flechas rojas) de la caldera pirotubular.

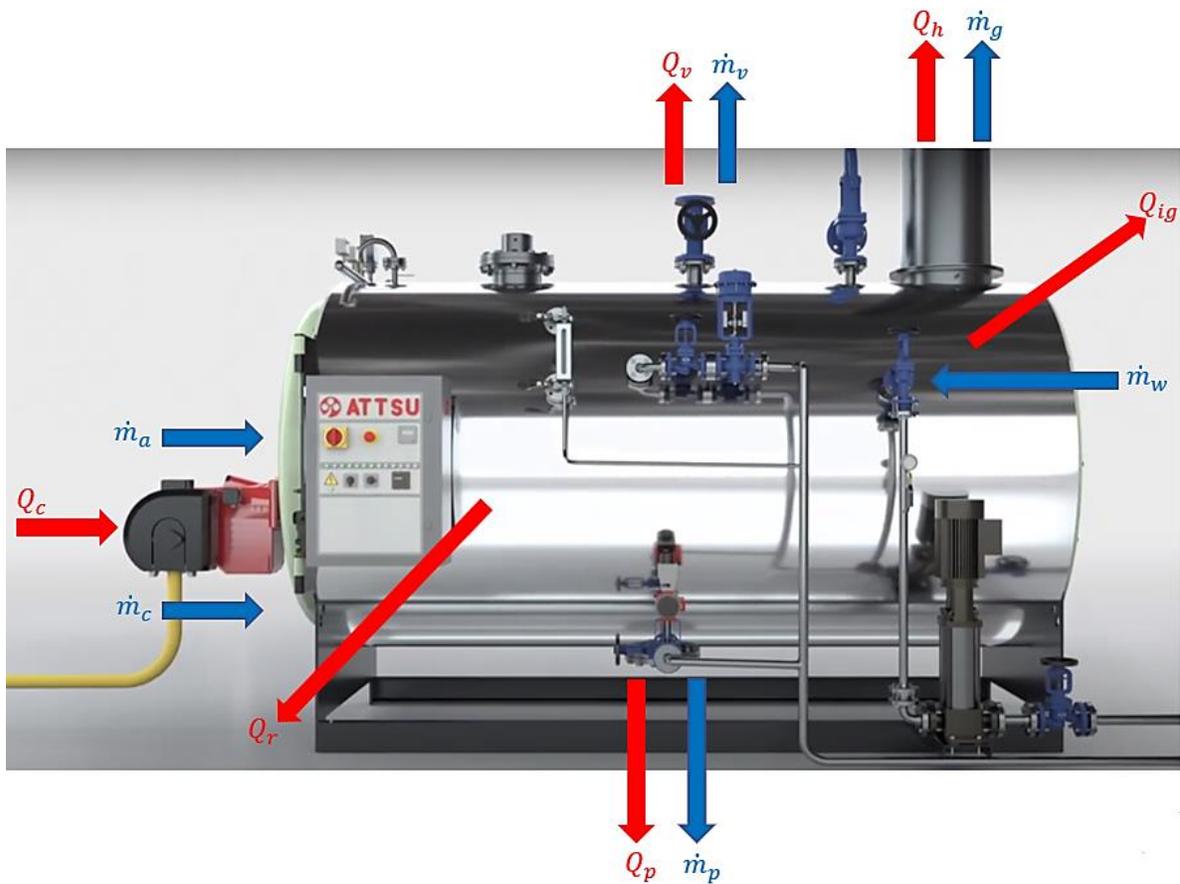


Figura 29. Balance de masa y energía de la caldera pirotubular.

Tasa De Transferencia De Calor (Q)

Para el diseño térmico del economizador es necesario hallar la cantidad de calor que se requiere para que la temperatura del agua que alimenta la caldera aumente, teniendo en cuenta las limitaciones de punto de rocío del vapor de agua contenido en los gases de combustión y la temperatura de ebullición del agua de alimentación a la presión de trabajo. Ese calor se puede hallar con la ecuación 22 y se expresa en la tabla 23.

$$Q_{H_2O} = \dot{m}_a(h_{sal} - h_{ent})$$

Con la ecuación 25 se halla la temperatura de salida de los gases del economizador y se expresa en la tabla 24.

$$T_{g_sal} = \left(\frac{\dot{m}_g \times C_{pg} \times T_{g_ent} - Q}{\dot{m}_g \times C_{pg}} \right)$$

Cálculo de MLDT

El diseño del intercambiador de calor se realiza basado en el método MLTD para flujo cruzado y se halla con la ecuación 27.

$$MLDT = \frac{(T_{g-ent} - T_{a-sal}) - (T_{g-sal} - T_{a-ent})}{\ln\left(\frac{T_{g-ent} - T_{a-sal}}{T_{g-sal} - T_{a-ent}}\right)}$$

Y reemplazando los valores se alcanza a determinar el valor de *MLDT*:

$$MLDT = \frac{(400^{\circ}F - 195^{\circ}F) - (177.85^{\circ}F - 140^{\circ}F)}{\ln\left(\frac{400^{\circ}F - 195^{\circ}F}{177.85^{\circ}F - 140^{\circ}F}\right)}$$

$$MLDT = 98.94^{\circ}F (37.19^{\circ}C)$$

4.3.2.2 Por el lado de los gases

Área de tubo liso (A_o)

El área del tubo liso se encuentra con la ecuación 30.

$$A_o = \frac{12 \text{ in}}{ft} \times \pi \times (0.75 \text{ in}) \times \frac{1 ft^2}{144 \text{ in}^2}$$

$$A_o = 0.19635 \frac{ft^2}{ft} (0.0182 \text{ m}^2)$$

Área de la aleta (A_f)

Para hallar el área de la aleta se utiliza la ecuación 29.

Siendo la siguiente aplicación para aletas de aluminio:
$A_{f_al} = \left[\frac{\pi}{4} ((2 \times 0.395in + 0.750in)^2 - 0.750in^2) \times 2 \times \frac{1ft^2}{144in^2} \right. \\ \left. + \pi \times 0.012in \times (2 \times 0.395in + 0.750in) \times \frac{1ft^2}{144in^2} \right] \times 8 \frac{aletas}{in} \times 12 \frac{in}{ft}$ $A_{f_al} = 1.933194032 \frac{ft^2}{ft} \left(0.58924 \frac{m^2}{m} \right)$
Siendo la siguiente aplicación para aletas de cobre:
$A_{f_cu} = \left[\frac{\pi}{4} ((2 \times 0.395in + 0.750in)^2 - 0.750in^2) \times 2 \times \frac{1ft^2}{144in^2} \right. \\ \left. + \pi \times 0.0059in \times (2 \times 0.395in + 0.750in) \times \frac{1ft^2}{144in^2} \right] \times 8 \frac{aletas}{in}$ $\times 12 \frac{in}{ft}$ $A_{f_cu} = 1.91351924 \frac{ft^2}{ft} \left(0.58324 \frac{m^2}{m} \right)$

Perímetro proyectado (PP)

El perímetro proyectado se halla con la ecuación 31.

$$PP = 2N_f \times 2L_f \times \frac{12in}{ft} + 2 \left(\frac{12in}{ft} - \frac{12in}{ft} \times N_f \times e \right)$$

Siendo la siguiente aplicación para aletas de aluminio:

$$PP = 2 \left(8 \frac{\text{aletas}}{\text{in}} \right) \times 2(0.395 \text{ in}) \times \frac{12\text{in}}{\text{ft}}$$

$$+ 2 \left(\frac{12\text{in}}{\text{ft}} - \frac{12\text{in}}{\text{ft}} \times \left(8 \frac{\text{aletas}}{\text{in}} \right) \times (0.012 \text{ in}) \times \frac{1\text{ft}}{12\text{in}} \right)$$

$$PP = 14.448 \frac{\text{ft}}{\text{ft}} (4.4038 \text{ m})$$

Siendo la siguiente aplicación para aletas de cobre:

$$PP = 2 \left(8 \frac{\text{aletas}}{\text{in}} \right) \times 2(0.395 \text{ in}) \times \frac{12\text{in}}{\text{ft}}$$

$$+ 2 \left(\frac{12\text{in}}{\text{ft}} - \frac{12\text{in}}{\text{ft}} \times \left(8 \frac{\text{aletas}}{\text{in}} \right) \times (0.00059 \text{ in}) \times \frac{1\text{ft}}{12\text{in}} \right)$$

$$PP = 14.5456 \frac{\text{ft}}{\text{ft}} (4.4335 \text{ m})$$

Díámetro equivalente (D_e)

Para conocer el valor de h'_{f_i} , primero se requiere calcular el diámetro equivalente del ducto de los gases a través de la ecuación 28.

$$D_e = \frac{2(A_f + A_o)}{\pi(PP)}$$

Siendo la siguiente aplicación para aletas de aluminio:

$$D_e = \frac{2(1.933194032 + 0.19635) \frac{\text{ft}^2}{\text{ft}}}{\pi(14.448) \frac{\text{ft}}{\text{ft}}}$$

$$D_e = 0.093$$

$$833518 \text{ ft} (0.02860 \text{ m})$$

Siendo la siguiente aplicación para aletas de cobre:

$$D_e = \frac{2(1.933194032 + 0.19635) \frac{ft^2}{ft}}{\pi(14.5456) \frac{ft}{ft}}$$

$$D_e = 0.093203901 \text{ ft } (0.02841 \text{ m})$$

Área de flujo de los gases (A_s)

Para hallar el área de flujo de los gases del economizador se selecciona la geometría del banco de tubos y se utiliza la ecuación 32.

$$A_s = A_D - N_t \times D_t \times L_t - N_t \left(2e \times L_f \times N_f \times \frac{12in}{ft} \times Ancho \right)$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:

$$\begin{aligned} A_s &= (2.5 \text{ ft} \times 5 \text{ ft}) \times \left(\frac{144in^2}{ft^2} \right) - (8 \text{ tubos}) \times (0.75in) \times (60in) \\ &\quad - (8 \text{ tubos}) \left((2 \times 0.012in) \times (0.395in) \times \left(8 \frac{aletas}{in} \right) \times \left(\frac{12in}{ft} \right) \right. \\ &\quad \left. \times 2.5 \text{ ft} \right) \\ A_s &= 1421.7984 \text{ in}^2 = 9.87 \text{ ft}^2 \quad (0.9169 \text{ m}^2) \end{aligned}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:

$$\begin{aligned} A_s &= (2.5 \text{ ft} \times 5 \text{ ft}) \times \left(\frac{144in^2}{ft^2} \right) - (8 \text{ tubos}) \times (0.75in) \times (60in) \\ &\quad - (8 \text{ tubos}) \left((2 \times 0.0059in) \times (0.395in) \times \left(8 \frac{aletas}{in} \right) \times \left(\frac{12in}{ft} \right) \right. \\ &\quad \left. \times 2.5 \text{ ft} \right) \end{aligned}$$

$$A_s = 1431.05088 \text{ in}^2 = 9.94 \text{ ft}^2 \quad (0.9235 \text{ m}^2)$$

Flujo másico de los gases por unidad de área (G_s)

El flujo másico de los gases se halla con la ecuación 33.

$$G_s = \frac{\dot{m}_g}{A_s}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:

$$G_s = \frac{8921.7855 \frac{\text{lbm}}{\text{h}}}{9.87 \text{ ft}^2}$$

$$G_s = 903.9296 \frac{\text{lbm}}{\text{hft}^2} \left(4413.3739 \frac{\text{kg}}{\text{h m}^2} \right)$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:

$$G_s = \frac{8921.7855 \frac{\text{lbm}}{\text{h}}}{9.94 \text{ ft}^2}$$

$$G_s = 897.5639 \frac{\text{lbm}}{\text{hft}^2} \left(4382.2939 \frac{\text{kg}}{\text{h m}^2} \right)$$

Número de Reynolds (R_e)

Para hallar el número de Reynolds se utiliza la ecuación 34 como sigue:

$$R_e = \frac{D_e G_s}{\mu}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:

$$R_e = \frac{(0.093833518 \text{ ft}) \left(903.9296 \frac{\text{lbm}}{\text{hft}^2} \right)}{0.058966236 \frac{\text{lbm}}{\text{ft h}}}$$

$$R_e = 1438.4316$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:

$$R_e = \frac{(0.093203901 \text{ ft}) \left(897.5639 \frac{\text{lbm}}{\text{hft}^2} \right)}{0.058966236 \frac{\text{lbm}}{\text{ft h}}}$$

$$R_e = 1418.7180$$

Número de Prandtl (P_r)

El número de Prandtl se halla con la ecuación 35 así:

$$P_r = \frac{C_p \times \mu}{k}$$

$$P_r = \frac{0.26022266 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm}^\circ\text{F}} \times \left(0.058966236 \frac{\text{lbm}}{\text{ft h}} \right)}{0.021075576 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^\circ\text{F}}}$$

$$P_r = 0.7281$$

Número de Nusselt (N_u)

El número de Nusselt para los gases se halla con la ecuación 36. Este número es útil para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección del gas.

$$N_u = \frac{h_f D_e}{k} = 0.321 R_e^{0.61} P_r^{0.33}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:

$$N_u = 0.321 \times (1438.4316)^{0.61} (0.7281)^{0.33}$$

$$N_u = 24.3968$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:

$$N_u = 0.321 \times (1418.7180)^{0.61} (0.7281)^{0.33}$$

$$N_u = 24.1923$$

Coeficiente de transferencia de calor por convección del gas

El coeficiente transferencia de calor por convección del gas se halla con la ecuación 37.

$$h_f = \frac{Nu \times k}{D_e}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:

$$h_f = \frac{24.3968 \times 0.021075576 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F}}{0.093833518 ft}$$

$$h_f = 5.4797 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \left(31.1152 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:

$$h_f = \frac{24.1923 \times 0.021075576 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F}}{0.093203901 ft}$$

$$h_f = 5.4704 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \left(31.0624 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

Factor de corrección

De la tabla 27 se selecciona el factor de corrección correspondiente:

Tabla 27. Factor de obstrucción de fluidos industriales. (KAKAÇ & LIU, 2002)

TEMA Design Fouling Resistances for Industrial Fluids	
Industrial Fluids	R_f ($m^2 \cdot K/W$)
<i>Oils</i>	
Fuel oil no. 2	0.000352
Fuel oil no. 6	0.000881
Transformer oil	0.000176
Engine lube oil	0.000176
Quench oil	0.000705
<i>Gases and Vapors</i>	
Manufactured gas	0.001761
Engine exhaust gas	0.001761
Steam (nonoil bearing)	0.000088
Exhaust steam	0.000264–0.000352
Refrigerant vapors (oil bearing)	0.000352
Compressed air	0.000176
Ammonia vapor	0.000176
CO ₂ vapor	0.000176
Chlorine vapor	0.000352
Coal flue gas	0.001761
Natural gas flue gas	0.000881

$$\text{Siendo } R_{do} = 0.000264 \frac{m^2 K}{W} = 0.001499 \frac{h^\circ F ft^2}{BTU}$$

$$h_{do} = \frac{1}{R_{do}} = \frac{1}{0.001499 \frac{h^\circ F ft^2}{BTU}} = 677.11 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ }^\circ F} \left(3844.8089 \frac{W}{m^2 \text{ }^\circ C} \right)$$

El ensuciamiento provocado por los gases de combustión a los tubos del economizador afecta la conductividad térmica de los mismos y se hace necesario recalcular el coeficiente de transferencia de calor por convección del gas corregido utilizando la ecuación 38.

$$h'_f = \frac{h_{do} \times h_f}{h_{do} + h_f}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:
$h'_f = \frac{\left(677.11 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ }^\circ F} \right) \left(5.4797 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ }^\circ F} \right)}{\left(677.11 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ }^\circ F} \right) + \left(5.4797 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ }^\circ F} \right)}$ $h'_f = 5.4350 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ }^\circ F} \left(30.8614 \frac{W}{m^2 \text{ }^\circ C} \right)$
Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:
$h'_f = \frac{\left(677.11 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ }^\circ F} \right) \left(5.4704 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ }^\circ F} \right)}{\left(677.11 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ }^\circ F} \right) + \left(5.4704 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ }^\circ F} \right)}$ $h'_f = 5.4260 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ }^\circ F} \left(30.8103 \frac{W}{m^2 \text{ }^\circ C} \right)$

Adicionalmente, se le debe hacer otro ajuste al coeficiente debido a las aletas del tubo. Para éste se utiliza la ecuación 39:

$$h'_{fi} = (\Omega A_f + A_o) \times \frac{h'_f}{A_i}$$

Para resolverla se necesitó hallar la eficiencia de la aleta, la cual se halló luego de hallar la ecuación 40 y 41 así:

$$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{h'_f}{ky_b}}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:

$$(0.77in - 0.375in) \times \frac{1ft}{12in} \times \sqrt{\frac{5.4350 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F}}{138.7622 \frac{BTU}{h ft \text{ } ^\circ F} \times 0.012in}} = 0.0595$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:

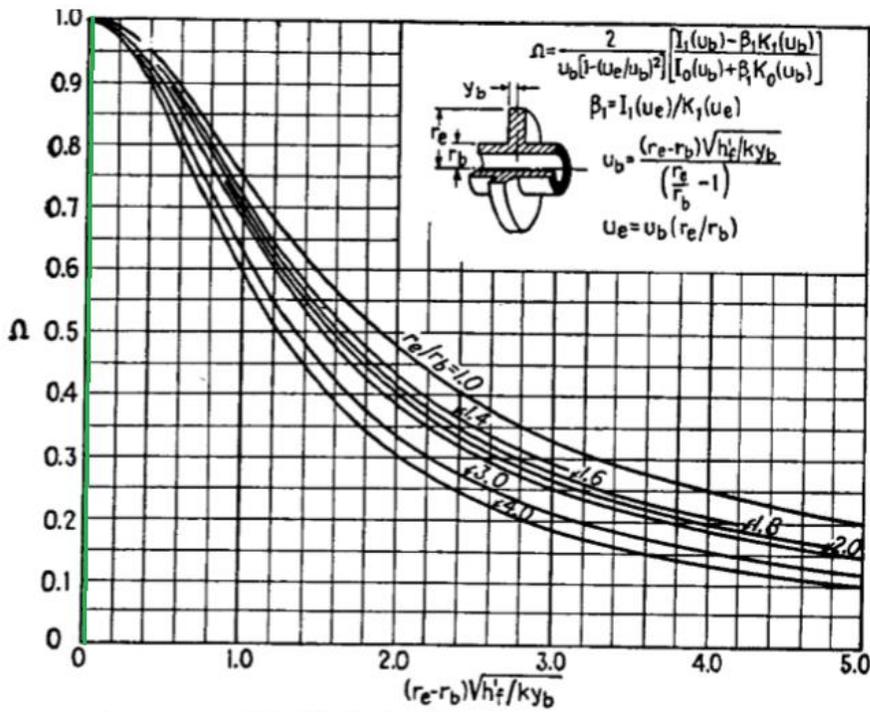
$$(0.77in - 0.375in) \times \frac{1ft}{12in} \times \sqrt{\frac{5.4260 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F}}{226.6450 \frac{BTU}{h ft \text{ } ^\circ F} \times 0.0059in}} = 0.0663$$

$$\frac{r_e}{r_b}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas:

$$\frac{0.77}{0.375} = 2.053$$

De acuerdo a los resultados anteriores, se halla la eficiencia de la aleta (Ω) para cobre y aluminio, utilizando la figura 24 como se observa:



(a) Eficiencia de aleta anular de espesor constante

Ω_{al} y Ω_{cu}
0.99

Ahora se calcula el área interna del tubo (A_i) con la ecuación 42:

$$A_i = \pi \times D_{ti}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio y de cobre:

$$A_i = \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}} \times \pi \times (0.6202 \text{ in}) \times \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in}^2}$$

$$A_i = 0.1624 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft}} \left(0.0495 \frac{\text{m}^2}{\text{m}} \right)$$

Con los valores se resuelve:

$$h'_{fi} = (\Omega A_f + A_o) \times \frac{h'_f}{A_i}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:

$$h'_{fi} = \left(\left(0.99 \times 1.933194032 \frac{ft^2}{ft} \right) + 0.19635 \frac{ft^2}{ft} \right) \times \frac{5.4350 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F}}{0.1624 \frac{ft^2}{ft}}$$

$$h'_{fi} = 70.6223 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \left(401.0121 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:

$$h'_{fi} = \left(\left(0.99 \times 1.91351924 \frac{ft^2}{ft} \right) + 0.19635 \frac{ft^2}{ft} \right) \times \frac{5.4260 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F}}{0.1624 \frac{ft^2}{ft}}$$

$$h'_{fi} = 69.8536 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \left(396.6471 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

4.3.2.3 Para el lado agua

Para el lado agua no es necesario calcular los parámetros para cada economizador puesto que el diámetro de los tubos y el material es el mismo.

Área de flujo en el banco de tubos (a_t)

Para este cálculo se utiliza la ecuación 43 como sigue:

$$a_t = N_t \times a'_t$$

$$a_t = N_t \times (\pi \times r^2_{itub}) = (8 \text{ tubos}) \times (\pi \times (0.3101in)^2) \times \frac{1ft^2}{144in^2}$$

$$a_t = 0.0168 ft^2 (0.00156 m^2)$$

El flujo volumétrico del agua (G_t)

Teniendo el área de flujo de agua en el banco de tubos podemos hallar el flujo volumétrico de agua utilizando la ecuación 44, así:

$$G_t = \frac{\dot{m}}{a'_t}$$

$$G_t = \frac{9357.81 \frac{lb}{h}}{0.0168 ft^2}$$

$$G_t = 557012.5 \frac{lb}{h ft^2} \quad \left(2719575.1308 \frac{kg}{h m^2} \right)$$

Velocidad del agua por los tubos (V)

Ahora se puede hallar la velocidad del agua por los tubos con la ecuación 45.

$$V = \frac{G_t}{\rho}$$

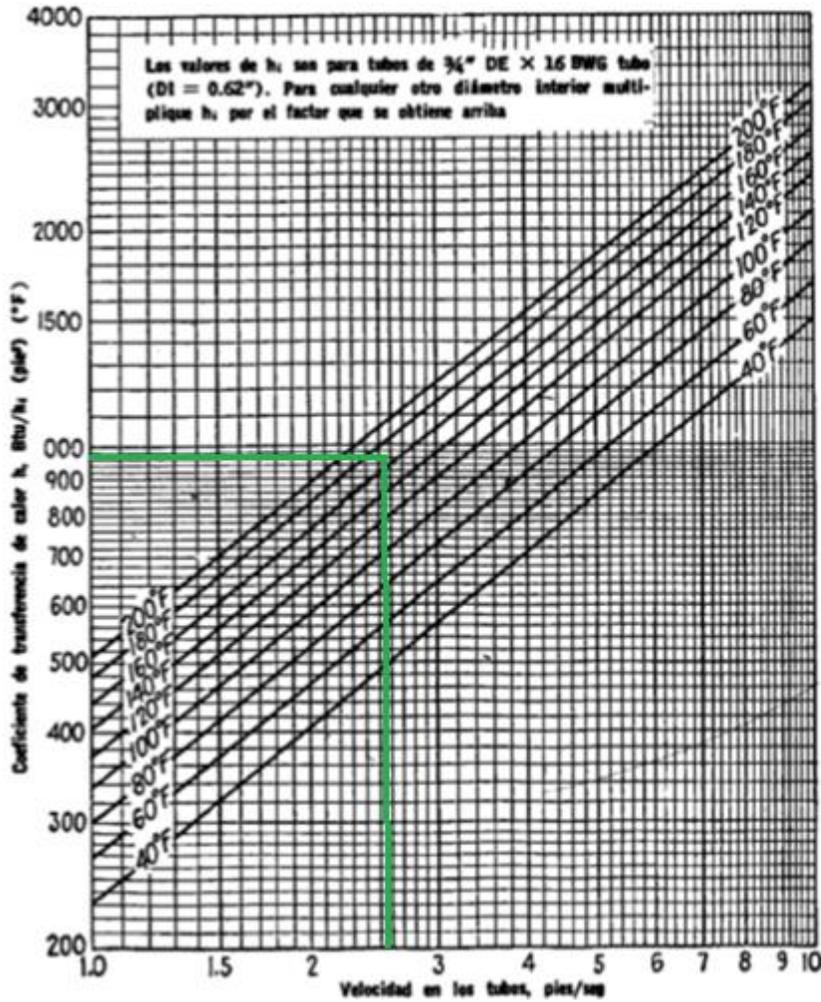
$$V = \frac{557012.5 \frac{lb}{h ft^2}}{60.84 \frac{lbm}{ft^3}} = 9155.3665 \frac{ft}{h} \times \frac{1h}{3600 s}$$

$$V = 2.5432 \frac{ft}{s} \quad \left(0.7752 \frac{m}{s} \right)$$

La densidad del agua se debe tomar para una temperatura media de (167.5 °F)
(75.28 °C)

Coeficiente de Transferencia de Calor por convección para el agua (h_i)

Con el valor de la velocidad y la temperatura media del agua por los tubos, se halla el coeficiente de transferencia de calor por dentro del tubo (h_i) utilizando la figura 25, como se muestra a continuación:



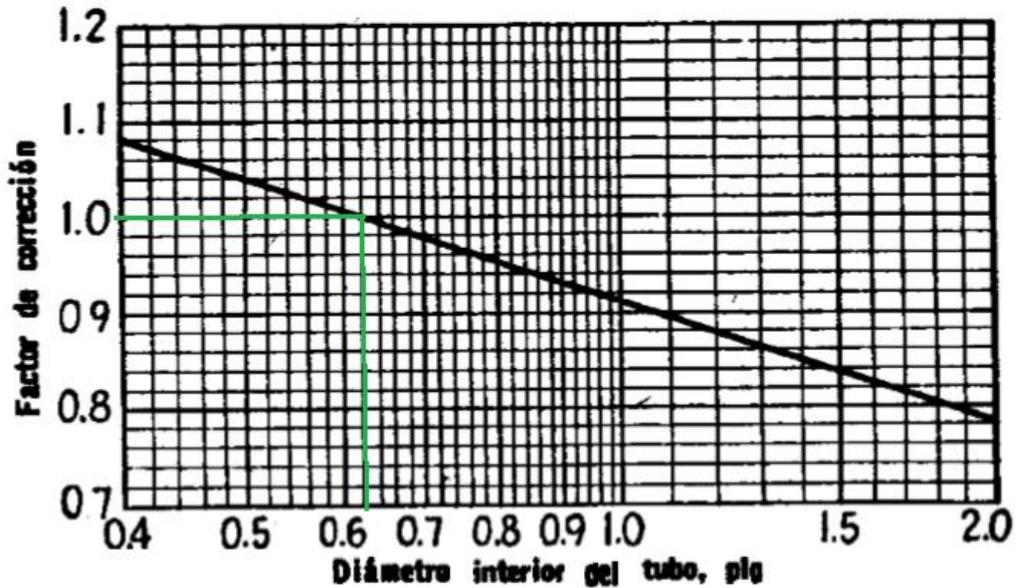
Para este caso, con una velocidad de fluido de $2.5432 \frac{ft}{s}$ y una temperatura media de $167.5^\circ F$ ($75.28^\circ C$), el método gráfico nos arroja un valor de

$$h_i = 970 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \left(5507.9154 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

Factor de corrección (FC) de h_i

Con la figura 26 se corroboró que el coeficiente de transferencia de calor por convección del agua es preciso, puesto que arroja un valor de:

$$FC = 1$$



Factor de obstrucción (F_{oi})

El factor de obstrucción producido por el agua en los tubos se selecciona en la figura 30, así:

Fouling Resistances for Water

Temperature of Heating Medium Temperature of Water Water Velocity (m/s)	Up to 115°C 50°C		R _f (m ² · K/W) 115 to 205°C Over 50°C	
	0.9 and Less	Over 0.9	0.9 and Less	Over 0.9
Seawater	0.000088	0.000088	0.000176	0.000176
Brackish water	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated make up	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
Untreated	0.000528	0.000528	0.000881	0.000705
City or well water	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
River water				
Minimum	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Average	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Muddy or silty	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Hard (over 15 grains/gal)	0.000528	0.000528	0.000881	0.000881
Engine jacket	0.000176	0.000176	0.000176	0.000176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.000088	0.000088	0.000088	0.000088
Treated boiler feedwater	0.000176	0.000088	0.000176	0.000176
Boiler blowdown	0.000352	0.000352	0.000352	0.000352

Figura 30. Factor de obstrucción para agua (Ramos Fajardo, 2009).

$$0.000088 \frac{m^2 K}{W} = 0.0005 \frac{h ft^2 \text{ } ^\circ F}{BTU}$$

$$F_{oi} = 0.0005 \frac{h ft^2 \text{ } ^\circ F}{BTU}$$

$$h_{di} = \frac{1}{F_{oi}} \quad \text{Ec. 68}$$

$$h_{di} = \frac{1}{0.0005 \frac{h ft^2 \text{ } ^\circ F}{BTU}}$$

$$h_{di} = 2000 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \left(11356.5267 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

Ahora entonces se halla el coeficiente de transferencia de calor por convección corregido para el agua así:

$$h'_i = \frac{h_{di} \times h_i}{h_{di} + h_i} \quad \text{Ec. 69}$$

$$h'_i = \frac{2000 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \times 970 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F}}{2000 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} + 970 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F}}$$

$$h'_i = 653.1986 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \left(3709.0337 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

4.3.2.4 Análisis de datos

Coeficiente global de transferencia de calor (U_{Di})

Entonces, ahora que se tienen los valores de los coeficientes de transferencia de calor corregidos y considerando el factor de obstrucción para las aletas y los tubos de agua, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor para cada economizador propuesto con la ecuación 46, así:

$$U_{Di} = \frac{h'_{fi} \times h'_i}{h'_{fi} + h'_i}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:

$$U_{Di} = \frac{70.6223 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \times 653.1986 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F}}{70.6223 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} + 653.1986 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F}}$$

$$U_{Di} = 63.7318 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \left(361.8859 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:

$$U_{Di} = \frac{69.8536 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \times 653.1986 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F}}{69.8536 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} + 653.1986 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F}}$$

$$U_{Di} = 63.1051 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \left(358.3274 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

Área de flujo de calor

Una vez calculado el coeficiente global de transferencia de calor para cada economizador, se halla el área de flujo para cada economizador con la ecuación 47 como sigue:

$$A = \frac{Q}{U_{Di} \times MLDT}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:
$A = \frac{515755.7 \frac{BTU}{h}}{63.7318 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \times 98.9413 \text{ } ^\circ F}$ $A = 81.7918 ft^2 (7.5987 m^2)$
Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:
$A = \frac{515755.7 \frac{BTU}{h}}{63.1051 \frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \times 98.94 \text{ } ^\circ F}$ $A = 82.6041 ft^2 (7.6742 m^2)$

Ahora se halla el área de flujo por banco de tubos así:

Área de flujo por bancos (A_b)

$$A_b = N_t \times L_t \times a_t \tag{Ec. 70}$$

$A_b = 8 \text{ tubos} \times 5 ft \times 0.0168 \frac{ft^2}{ft}$ $A_b = 0.672 ft^2 (0.0624 m^2)$

Número de banco de tubos (N_{bt})

$$N_{bt} = \frac{A}{A_b} \quad \text{Ec. 71}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:
$N_{bt} = \frac{81.7918 \text{ ft}^2}{0.672 \text{ ft}^2} = 121.7141 \cong 122$
Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:
$N_{bt} = \frac{82.6041 \text{ ft}^2}{0.672 \text{ ft}^2} = 122.9229 \cong 123$

Efectividad de transferencia (ϵ)

Este concepto nos indica qué porcentaje del calor máximo del sistema se pudo aprovechar. Para esto se consideran las ecuaciones 48 y 49 respectivamente:

$$C_h = \dot{m}_{gas} \times C_{p_{gas}}$$

$$C_c = \dot{m}_{H_2O} \times C_{p_{H_2O}}$$

Siendo la siguiente aplicación para el fluido caliente:
$C_h = 8921.7863 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} \times 0.2602 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm} \text{ } ^\circ\text{F}}$ $C_h = 2321.4487 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \text{ } ^\circ\text{F}} \left(4409.0477 \frac{\text{kJ}}{\text{h} \text{ } ^\circ\text{C}} \right)$
Siendo la siguiente aplicación para el fluido frío:
$C_c = 9357.81 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} \times 0.999 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm} \text{ } ^\circ\text{F}}$ $C_c = 9348.4522 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \text{ } ^\circ\text{F}} \left(4240.3866 \frac{\text{kJ}}{\text{h} \text{ } ^\circ\text{C}} \right)$

Al comparar C_h y C_c , se puede concluir que la capacidad calorífica mínima (C_{min}) corresponde al fluido caliente, entonces se usa C_h para calcular el calor máximo.

El calor máximo (Q_{max})

Para calcular el calor máximo se utiliza el factor C_{min} utilizando la ecuación 50 así:

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h-ent} - T_{c-ent})$$

$$Q_{max} = 2321.4487 \frac{BTU}{h^{\circ}F} \times (400 - 140)^{\circ}F$$

$$Q_{max} = 603629.249 \frac{BTU}{h} \left(152213.8078 \frac{kcal}{h} \right)$$

Ahora para conocer la efectividad de transferencia de calor del sistema, se requiere hacer una relación entre el calor máximo posible a transferir y el calor transferido del sistema, como se muestra a continuación en la ecuación 51:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \times 100$$

$$\varepsilon = \frac{515755.7 \frac{BTU}{h}}{603629.249 \frac{BTU}{h}} \times 100$$

$$\varepsilon = 85.44 \%$$

La efectividad de transferencia de calor del sistema es del 85.44 %; lo que significa que, del calor máximo posible a transferir por los gases de combustión, el 85.44 % se transfirió al agua de alimentación de la caldera.

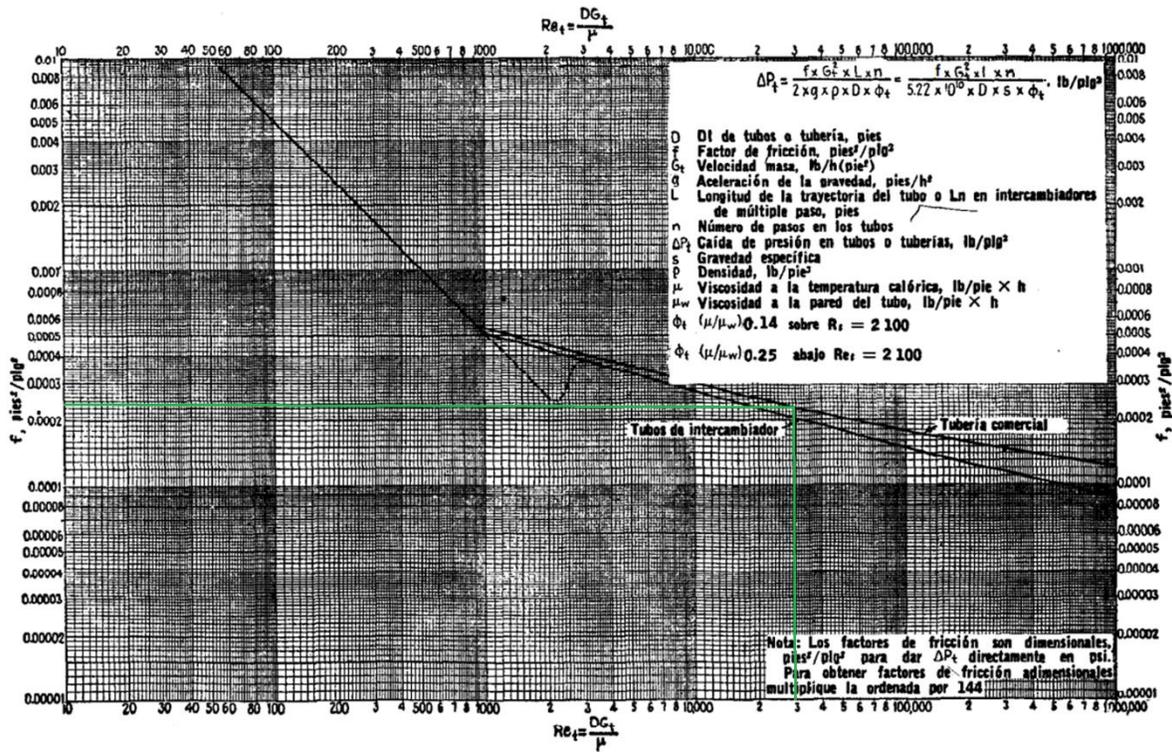
Caída de presión en las tuberías

Para seleccionar el valor del factor de fricción f , es necesario primero calcular el valor del número de Reynolds para el agua con la ecuación 53 entonces:

$$R_{et} = \frac{D_{it} \times G_t}{\mu}$$

$$Re_t = \frac{\left(0.6202in \times \frac{1ft}{12in}\right) \times 557012.5 \frac{lbm}{h ft^2}}{0.91125 \frac{lbm}{h ft}} = 31592.0578$$

En la figura 27 se halla el factor de fricción que se relaciona con el Reynolds:



$$f = 0.00024$$

$$\phi = 1$$

Las pérdidas de presión en las tuberías se hallan por medio de la ecuación 52 así:

$$\Delta P_T = \frac{f \times G_t^2 \times L \times N_{bt}}{5.22 \times 10^{10} \times D_{it} \times \phi_t}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:
$\Delta P_T = \frac{0.00024 \times \left(557012.5 \frac{lbm}{h \cdot ft}\right)^2 \times 2.5 \text{ ft} \times 122}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \text{ ft} \times 1}$ $\Delta P_T = 8.4182 \frac{lbm}{ft^2} \times \frac{1ft^2}{144in^2}$ $\Delta P_T = 0.0585 \frac{lbm}{in^2} \quad (0.8060 \text{ kPa})$
Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:
$\Delta P_T = \Delta P_T = \frac{0.00024 \times \left(557012.5 \frac{lbm}{h \cdot ft}\right)^2 \times 2.5 \text{ ft} \times 123}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \text{ ft} \times 1}$ $\Delta P_T = 8.4872 \frac{lbm}{ft^2} \times \frac{1ft^2}{144in^2}$ $\Delta P_T = 0.05894 \frac{lbm}{in^2} \quad (0.8129 \text{ kPa})$

Pérdida de presión por tiro (ΔP_s)

La pérdida de presión por tiro se halla con la ecuación 54 así:

$$\Delta P_s = \frac{f \times G_s \times L_p}{5 \times 10^{10} \times D'_{ev} \times S \times \phi_s} \times \left(\frac{D'_{ev}}{S_T}\right) \times 0.4 \times \left(\frac{S_L}{S_T}\right)$$

Volumen neto (VN)

El volumen neto se halla con la ecuación 56 como sigue:

$$VN = L \times A \times p - \frac{1}{2}(N \times T_t) \times \frac{\pi(D_t)^2}{4} \times L - \frac{1}{2}(N \times T_t) \times \left(\frac{\pi(2L_F + D_t)^2 - D_t^2}{4}\right) \times e \times N_f \times L$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:

$$\begin{aligned}
 VN &= 2.5 \text{ ft} \times 5 \text{ ft} \times 5 \text{ in} \times \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} - \frac{1}{2} (976) \times \frac{\pi(0.75 \text{ in})^2}{4} \times \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in}^2} \times (2.5 \text{ ft}) \\
 &\quad - \frac{1}{2} (976) \left(\frac{\pi(2(0.395 \text{ in}) + 0.75 \text{ in})^2 - (0.75 \text{ in})^2}{4} \right) \times \left(\frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in}^2} \right) \\
 &\quad \times (0.012 \text{ in}) \times \left(\frac{8 \text{ aletas}}{\text{in}} \right) \times (2.5 \text{ ft}) \\
 VN &= 0.0648 \text{ ft}^3 \quad (0.00183 \text{ m}^3)
 \end{aligned}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:

$$\begin{aligned}
 VN &= 2.5 \text{ ft} \times 5 \text{ ft} \times 5 \text{ in} \times \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} - \frac{1}{2} (984) \times \frac{\pi(0.75 \text{ in})^2}{4} \times \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in}^2} \times (2.5 \text{ ft}) \\
 &\quad - \frac{1}{2} (984) \times \left(\frac{\pi(2(0.395 \text{ in}) + 0.75 \text{ in})^2 - (0.75 \text{ in})^2}{4} \right) \times \left(\frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in}^2} \right) \\
 &\quad \times (0.0059 \text{ in}) \times \left(\frac{8 \text{ aletas}}{\text{in}} \right) \times (2.5 \text{ ft}) \\
 VN &= 0.7405 \text{ ft}^3 \quad (0.0210 \text{ m}^3)
 \end{aligned}$$

Superficie friccional (SF)

La superficie friccional se halla a través de ecuación 57 así:

$$SF = \frac{1}{2} \times N \times T_t \times A_o \times L$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:
$SF = \frac{1}{2} \times 122 \times 8 \times 0.19635 \frac{ft^2}{ft} \times 2.5 ft$ $SF = 239.547 ft^2 \quad (22.2546 m^2)$
Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:
$SF = \frac{1}{2} \times 123 \times 8 \times 0.19635 \frac{ft^2}{ft} \times 2.5 ft$ $SF = 241.5105 ft^2 \quad (22.4371 m^2)$

Diámetro volumétrico equivalente (D'_{ev})

Para hallar el diámetro volumétrico equivalente se utiliza la ecuación 55 así:

$$D'_{ev} = \frac{4 \times VN}{SF}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:
$D'_{ev} = \frac{4 \times 0.0648 ft^3}{239.547 ft^2}$ $D'_{ev} = 0.001082 ft \quad (0.0003299 m)$
Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:
$D'_{ev} = \frac{4 \times 0.7405 [ft]^3}{241.5105 ft^2}$ $D'_{ev} = 0.012264 ft \quad (0.003738 m)$

Gravedad específica (S)

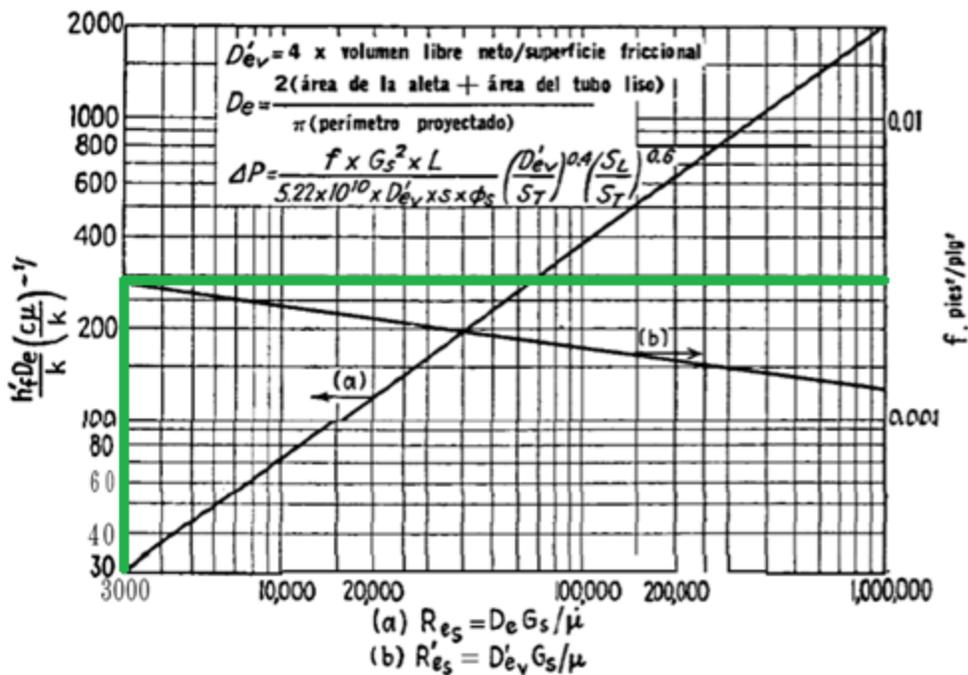
Es la relación de la densidad del agua con la densidad del aire seco a condiciones de 0 °C y se halla con la ecuación 58 como sigue:

$$S = \frac{\rho_{gas}}{\rho_{aire}}$$

$$S = \frac{0.045910379 \frac{lb}{ft^3}}{0.074887 \frac{lb}{ft^3}}$$

$$S = 0.6131$$

En la figura 28 se halla el factor de configuración f relacionado con el Reynolds del gas como se muestra a continuación:



$$f = 0.004$$

L_p es la trayectoria en la que el gas va a realizar la transferencia de calor con los tubos y comprende la distancia entre la primera y la última hilera de tubos del economizador y se determina con el número de niveles que tenga el equipo. Esta variable se calcula con la ecuación 59 como sigue:

$$L_p = N_p \times S_L$$

N_p : número de pasos o niveles del economizador

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:
$L_p = 122 \times 5in \times \frac{1ft}{12in}$ $L_p = 50.8333 ft \quad (15.4940 m)$
Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:
$L_p = 123 \times 5in \times \frac{1ft}{12in}$ $L_p = 51.25 ft \quad (15.621 m)$

Luego de hallar todas las variables se puede entonces hallar la pérdida de presión por tiro como sigue:

$$\Delta P_s = \frac{f \times G_s \times L_p}{5 \times 10^{10} \times D'_{ev} \times S \times \phi_s} \times \left(\frac{D'_{ev}}{S_T} \right)^{0.4} \times \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{0.6}$$

Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de aluminio:
$\Delta P_s = \frac{0.004 \times 903.9296 \frac{lb}{h ft^2} \times 50.8333 ft}{5 \times 10^{10} \times 0.001083 ft \times 0.6131 \times 1} \times \left(\frac{0.001083 ft}{5 in \times \frac{1ft}{12in}} \right)^{0.4} \times \left(\frac{5in}{5in} \right)^{0.6}$ $\Delta P_s = 5.12032 \times 10^{-7} psi \quad (3.5303 \times 10^{-6} kPa)$
Siendo la siguiente aplicación para tubos con aletas de cobre:
$\Delta P_s = \frac{0.004 \times 897.5639 \frac{lb}{h ft^2} \times 51.25 ft}{5 \times 10^{10} \times 0.012264 ft \times 0.6131 \times 1} \times \left(\frac{0.012264 ft}{5 in \times \frac{1ft}{12in}} \right)^{0.4} \times \left(\frac{5in}{5in} \right)^{0.6}$ $\Delta P_s = 1.19468 \times 10^{-7} psi \quad (8.2370 \times 10^{-7} kPa)$

5 RESULTADOS

En este aparte se contrastan los resultados obtenidos del diseño térmico de dos economizadores: **Economizador 1**, con tubos de acero al carbón y aletas corrugadas helicoidales de aluminio. **Economizador 2**, con tubos de acero al carbón y aletas corrugadas helicoidales de cobre.

Los resultados de las variables más importantes se observan en las tablas 28 y 29:

Tabla 28. Resultados parte A

Variable	Economizador 1 y 2	Unidad
Temperatura gases a la entrada (T_{g_ent})	204.444	$^{\circ}C$
Temperatura agua a la entrada (T_{a_ent})	60	$^{\circ}C$
Temperatura gases a la salida (T_{g_sal})	81.0276	$^{\circ}C$
Temperatura agua a la salida (T_{a_sal})	90.5556	$^{\circ}C$
Diferencia de temperatura media logarítmica ($MLDT$)	37.19 $^{\circ}C$	$^{\circ}C$
Temperatura punto de rocío (T_{pr})	56.49	$^{\circ}C$
Temperatura saturación del agua (T_{a_sat})	171.81	$^{\circ}C$
Diámetro externo del tubo (D_t)	19.05	mm
Diámetro de la aleta (D_A)	39	mm
Calor aprovechado o requerido (Q)	544151.06	$\frac{kJ}{h}$
Eficiencia de la aleta (Ω)	0.99	---

El estudio realizado fue para una caldera pirotubular de 300 BHP marca Continental, utiliza gas natural como combustible y los gases producto de la combustión salen por la chimenea a una temperatura de 204.444 $^{\circ}C$ (400 $^{\circ}F$), lo que motivó el interés de aprovechar esta energía que se desecha al ambiente para precalentar el agua de alimentación de la caldera a través de un economizador. El agua de alimentación de la caldera es bombeada a una presión de 120 psi, su temperatura se midió en sitio con un termómetro laser y es de 60 $^{\circ}C$.

La composición del gas natural se describió en la tabla 13, su densidad y poder calorífico se encuentran en la tabla 14. En el balance de energía se tomó el poder calorífico superior del gas porque éste representa la energía total disponible del combustible. La caldera es de vapor saturado, trabaja a un 75 % de carga, una presión de vapor de 120 psi y una eficiencia del 83%, los parámetros de operación se muestran en la tabla 12. Las propiedades físicas de los gases de combustión se calcularon con las ecuaciones de calor específico, conductividad térmica y viscosidad dinámica; las del agua de alimentación de la caldera se seleccionaron por tabla con relación a la temperatura media de 75.28 °C.

La tabla 22 se construyó suponiendo valores de la temperatura de salida del agua de alimentación de la caldera y se calculó la entalpía para cada temperatura, seguido se calcularon los valores de calor requerido y de temperatura de salida de los gases de combustión a través de las ecuaciones 24 y 25. Un análisis que se realizó de los valores registrados en la tabla, permitió la selección de la temperatura de salida de los gases (T_{g_sal}) y los valores correspondientes para la temperatura de salida del agua T_{a_sal} y el calor requerido Q , teniendo en cuenta los límites establecidos por la temperatura del punto de rocío y la temperatura de ebullición del agua.

El cálculo de la eficiencia de la aleta para el aluminio y el cobre fue de 99%. La eficiencia de las aletas se calculó a través de la figura 24, teniendo en cuenta la conductividad térmica del aluminio y del cobre, así como el espesor de la aleta para cada material. Ver anexo A.

El análisis de la tabla 22 nos muestra que a medida que la temperatura de salida de los gases de combustión disminuye, la temperatura de salida del agua que alimenta la caldera aumenta, indicando que el calor ganado por el agua es cedido por los gases de combustión. El calor aprovechado o requerido para precalentar el agua de alimentación de la caldera de 60 °C hasta 90.5556 °C es $544151.06 \frac{kJ}{h}$. Para la temperatura de salida de los gases de 81.0276 °C y del agua de alimentación de 90.5556 °C, se alcanzó un promedio logarítmico de la diferencia de temperatura o

MLDT entre los dos fluidos de 37.19 °C. Se obtiene que para evitar condensación de los gases producto de la combustión la temperatura de éstos a la salida del economizador debe ser mayor a 56.49°C.

Realizando los cálculos para cada uno de los economizadores se encontraron algunas diferencias referenciadas en la siguiente tabla:

Tabla 29. Resultados parte B

Variable	Economizador 1	Economizador 2	Unidad
Coefficiente global de transferencia de calor (U_{Di})	361.8859	358.3274	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$
Área de flujo de calor (A)	7.5987	7.6742	m^2
Calor máximo (Q_{max})	152213.8078		$\frac{kcal}{h}$
Efectividad (ε)	85.44		%
Pérdida de presión en tubería (ΔP_T)	0.8060	0.8129	kPa
Número de tubos (N_t)	8		---
Número de bancos de tubos (N_{bt})	122	123	---
Altura del economizador (L_p)	15.4940	15.6210	m
Perdida de presión por tiro (ΔP_s)	3.5303×10^{-6}	8.2370×10^{-7}	kPa

En el cálculo del área de flujo de calor (A) para ambos economizadores se consideraron tubos de diámetro exterior de 19.05 mm (3/4 de pulgada) de acero al carbón y 8 aletas por pulgada. Sin embargo, el área de flujo de calor es mayor para el economizador 2 con aletas de cobre que para el economizador 1; la razón principal es el espesor de las aletas, pues las de cobre son la mitad del espesor de

las aletas de aluminio y para mantener el mismo valor de transferencia de calor el economizador 2 requirió más número de tubos aumentando su área de flujo.

El cálculo de la pérdida de presión por tiro (ΔP_s) en el economizador 1 es mayor que la del economizador 2, a pesar de tener una altura (L_p) menor el economizador 1. La razón por la cual la caída de presión es mayor, es porque el área de flujo de los gases (A_s) y el volumen libre neto (VN) en el economizador 1 son menores, es decir, existe más resistencia al paso de los gases que en la opción 2, lo que se traduce en una caída de presión mayor.

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U_{Di}), el material (acero al carbón), diámetro (3/4 de pulgada) y características de los tubos es igual para ambos economizadores. El valor de U_{Di} para el economizador 1 es mayor respecto al economizador 2, porque el coeficiente de transferencia de calor por convección corregido para los gases de combustión h'_{fi} y el área de la aleta A_f son mayores y se deben a que el espesor de la aleta de aluminio es el doble de la de cobre.

Los resultados de la tabla 29, muestran que la transferencia de calor máxima posible del economizador es de $152213.8078 \frac{kcal}{h}$ y la efectividad o eficiencia de transferencia de calor del mismo es de 85.44 %; lo que significa que, del calor máximo aprovechable de los gases de combustión, solo el 85.44 % de esta energía se transfirió al agua de alimentación de la caldera en el economizador.

Por las variables anteriormente explicadas se determina que el economizador con más probabilidades de implementación es el economizador 1.

En la figura 31, se muestra el esquema del economizador indicando la entrada y salida de los gases de combustión y el agua de alimentación de la caldera; así como el arreglo cuadrado de tubos en línea.

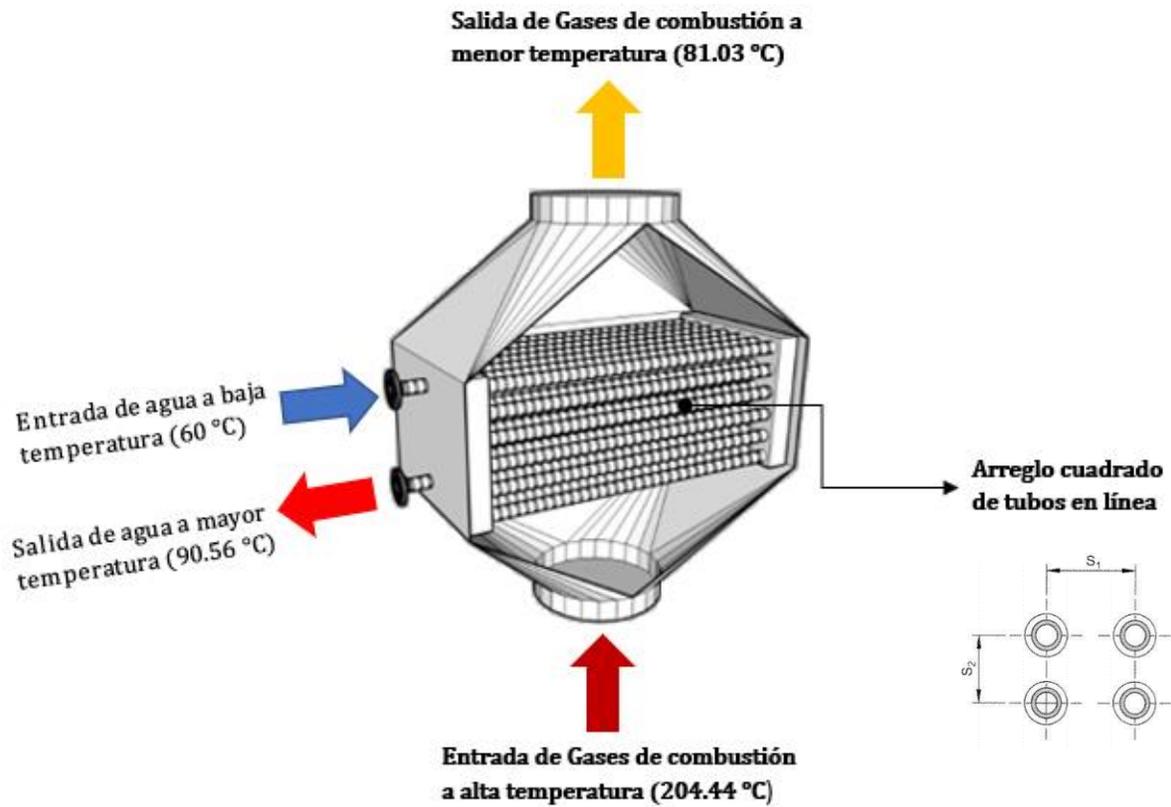


Figura 31. Esquema del economizador. (Calderería López Hermanos, 2014)

La figura 32 muestra el arreglo cuadrado de tubos en línea con aletas corrugadas helicoidales.



Figura 32. Arreglo cuadrado de tubos con aletas corrugadas. (Calderería López Hermanos, 2014)

En la figura 33 se muestra un modelo real de un economizador cuadrado para una caldera pirotubular.



Figura 33. Modelo real del economizador. (Calderería López Hermanos, 2014)

La figura 34 muestra como quedaría el montaje del economizador en el conducto de salida de los gases de combustión de la caldera pirotubular.



Figura 34. montaje del economizador en una caldera pirotubular. (Calderería López Hermanos, 2014)

Comparación del sistema con y sin el economizador

Al instalar un economizador en una caldera lo único que varía del balance de energía inicial que se realiza para su diagnóstico, son las pérdidas por los gases de combustión, pues la temperatura de salida de los humos disminuye. En el caso estudiado en este trabajo pasó de 204.444 °C hasta 81.03 °C.

Para el cálculo de las nuevas pérdidas por gases de combustión en la caldera fue necesario tener en cuenta lo siguiente: el análisis de combustión de la caldera arroja que el porcentaje de oxígeno y dióxido de carbono son de 5.4 % y 8.7 % respectivamente. La nueva temperatura de los humos de la caldera a la salida del economizador es de 177,85 °F (81.03 °C) y se utilizó para hallar la entalpía específica correspondiente a esa temperatura en la tabla del anexo D, expresada en kilocalorías por kilogramo de humos. Con el porcentaje de oxígeno y de dióxido de carbono se obtuvo el caudal de los humos expresado en kilogramos de humos por unidad de combustible en la misma tabla anterior. Para encontrar estos valores fue necesario interpolar.

Resolviendo se tiene:

$$Q_h = \text{caudal de los humos} \left(\frac{\text{kg humos}}{\text{ud comb}} \right) \times \text{entalpía específica humos} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg humos}} \right)$$

$$Q_h = 18.44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 21.196108 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$Q_h = 390.8562 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}$$

Las nuevas pérdidas por los gases de combustión de la caldera son de 390.8562 $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}$ y equivalen a un 4.37% del calor aportado por el combustible.

En la figura 35 y 36 se muestran los valores de pérdidas de energía en la caldera sin economizador y con economizador.

Caldera sin economizador

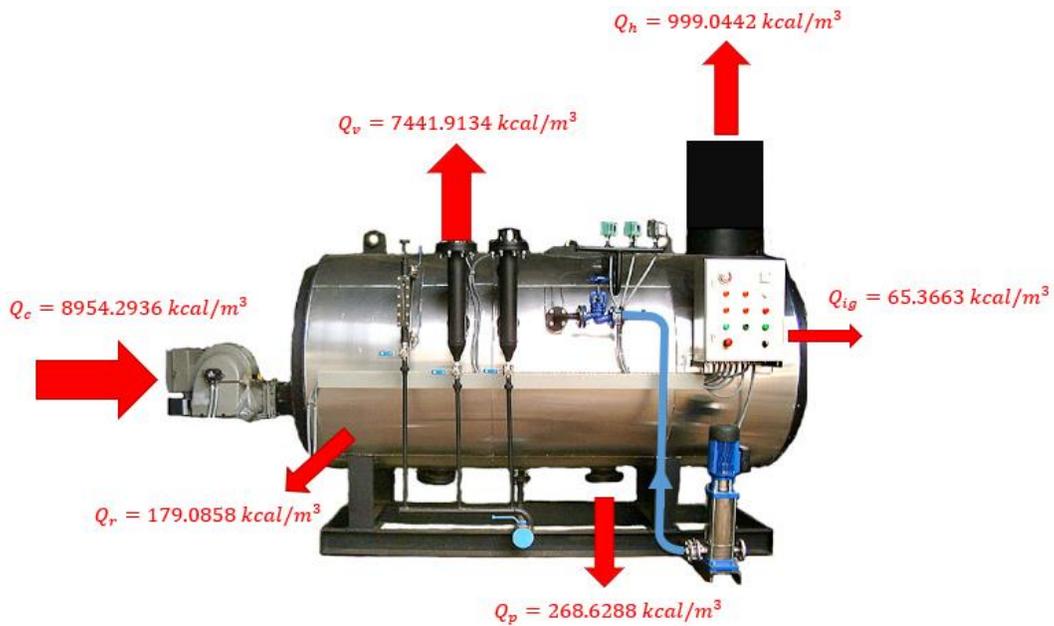


Figura 35. Pérdidas de calor Caldera sin economizador.

Caldera con economizador

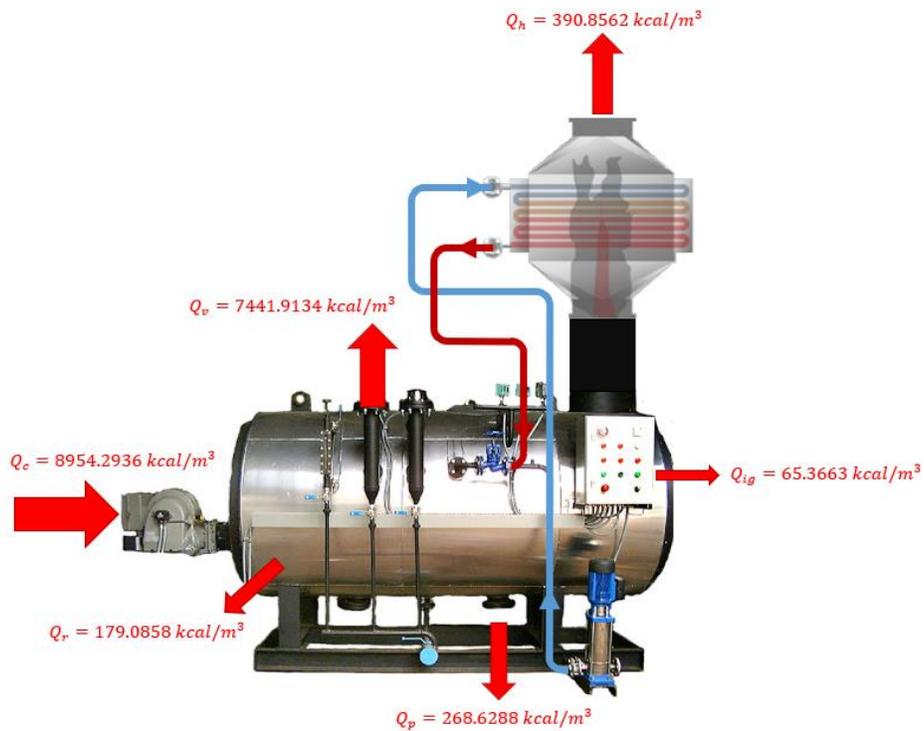


Figura 36. Pérdidas de calor Caldera con economizador.

La nueva eficiencia de la caldera se calcula restando a la máxima eficiencia el valor de las nuevas pérdidas por humos y el de las demás pérdidas halladas en el balance de energía inicial así:

$$\eta_f = (1 - Q_h - Q_{ig} - Q_p - Q_r) \times 100$$

$$\eta_f = (1 - 0.0437 - 0.0073 - 0.03 - 0.02) \times 100$$

$$\eta_f = 89.9\%$$

Para conocer el ahorro de combustible que se logra se comparó la eficiencia de la caldera con el economizador respecto a la eficiencia sin el economizador como a continuación:

$$\text{Ahorro comb} = \left(\frac{\eta_f - \eta_i}{\eta_f} \right) \times 100$$

$$\text{Ahorro comb} = \left(\frac{89.9 - 83.11}{89.9} \right) \times 100$$

$$\text{Ahorro comb} = 7.55\%$$

Y supone un ahorro energético anual en *kcal* de:

$$\text{Ahorro energetico} = \text{PCS del combustible} \times \text{ahorro comb en } m^3$$

$$\text{Ahorro energetico} = 8954.2936 \frac{\text{kcal}}{m^3} \times \left(2,054,340.288 \frac{m^3}{\text{año}} \times \frac{7.55}{100} \right)$$

$$\text{Ahorro energetico} = 1389,637,457 \frac{\text{kcal}}{\text{año}}$$

Para un precio del gas natural de \$ 796.12 $\frac{COP}{m^3}$ se tiene un ahorro económico de:

$$\text{Ahorro económico} = \text{ahorro comb en } m^3 \times \$ m^3 \text{ combustible}$$

$$\text{Ahorro económico} = 155102.6917 \frac{m^3}{\text{año}} \times 796.12 \frac{COP}{m^3}$$

$$\text{Ahorro económico} = \$ 123,480,355 \frac{COP}{\text{año}}$$

6 CONCLUSIONES

Con la realización de este estudio se concluye que:

- La eficiencia del sistema caldera-economizador es mayor en relación a la caldera sin economizador. Los cálculos muestran que la eficiencia se incrementa de 83.11 % hasta 89.9 % cuando la temperatura del agua que alimenta la caldera pasa de 60 °C hasta 90.56 °C, respectivamente.
- El sistema caldera-economizador reduce el consumo de combustible. En el caso de este estudio, para un flujo de agua de $4244.63 \frac{kg}{h}$ el consumo de combustible es $233.5 \frac{m^3}{h}$ cuando el agua ingresa a 60 °C, y $215.86 \frac{m^3}{h}$ cuando el agua ingresa a 90.56 °C. Es decir, se ahorran $17.64 \frac{m^3}{h}$ que representan $142252.57 \frac{m^3}{año}$, si consideramos que la caldera trabaja 8064 horas por año. El ahorro de combustible es del orden de 7.55 %.
- El ahorro económico generado con el diseño del intercambiador se logró aumentar la eficiencia de la caldera en 6.79% lo que se traduce en un ahorro de combustible de $155102.6917 \frac{m^3}{año}$ y un ahorro anual económico de $\$ 123,480,355 \frac{COP}{año}$.
- Para aprovechar la mayor cantidad de energía disponible de los gases de chimenea se seleccionó el economizador con tubo de acero al carbono y aletas de aluminio, porque presentó mejores características de los coeficientes de transferencia de calor y tamaño.
- Cuanto más calor es aprovechado por el economizador mayor será su tamaño.
- En este trabajo se desarrolló el diseño térmico de un economizador queriendo aprovechar el máximo calor posible de los gases de combustión teniendo en cuenta las limitaciones que existen respecto al punto de rocío de los gases de combustión y la temperatura de saturación del agua de alimentación de la caldera.

- Si se quiere un economizador más pequeño, debido tal vez al tamaño de la caldera, se debe sacrificar la cantidad de calor a aprovechar de los gases de combustión
- Para recuperar el 85.44 % del calor máximo posible a transferir por los gases de combustión al agua de alimentación de la caldera, se necesitaron 976 tubos alineados de acero al carbón y aletas circulares corrugadas de aluminio en un economizador de flujo cruzado con arreglo cuadrado.

7 BIBLIOGRAFÍA

Abarca Bahamondes, P., n.d. *Descripción de calderas y generadores de Vapor.*

[Online]

Available at: <https://www.achs.cl/portal/ACHS-Corporativo/Paginas/Marco-regulatorio-ley-16744.aspx>

[Accessed 15 Marzo 2019].

Behn, A. O., n.d. *Thermal Engineering Ltda.* [Online]

Available at:

https://www.academia.edu/31393333/ART%C3%ADCULO_T%C3%89CNICO_EC ONOMIZADORES

[Accessed 20 noviembre 2019].

BRUMERČÍK, F. et al., 2016. MODELING OF FLOW AND TEMPERATURE FIELD IN AN ECONOMIZER. *Applied Computer Science*, 12(2), p. 63–73.

Çengel, Y. & Boles, M. A., 2008. Transferencia de energía por calor. In: *Termodinámica*. Bogotá: McGrawHill, pp. 60-66.

CleaverBrooks , 2008. *CleaverBrooks*. [Online]

Available at: [http://cleaverbrooks.com/products-and-solutions/heat-recovery/condensing-economizer/c2x/750-](http://cleaverbrooks.com/products-and-solutions/heat-recovery/condensing-economizer/c2x/750-266%20Economizers%202008%20Spanish%20-%20Espanol.pdf)

[266%20Economizers%202008%20Spanish%20-%20Espanol.pdf](http://cleaverbrooks.com/products-and-solutions/heat-recovery/condensing-economizer/c2x/750-266%20Economizers%202008%20Spanish%20-%20Espanol.pdf)

[Accessed 16 octubre 2019].

EISA, 2018. *Energía Industriales*. [Online]

Available at: <https://www.eisa.cl/esquema-caldera-piro-tubular/>

[Accessed 15 noviembre 2019].

Fenercom, 2013. *Guía-básica-calderas-industriales-eficientes-fenercom-*, Madrid: fundacion@fenercom.com.

Flórez-Orrego, D., Arias Ramírez, W. & Velásquez Arredondo, H., 2010. *simulación del intercambio de calor en un serpentín helicoidal y validación de forma experimental*. [online]

Available at:

[https://www.academia.edu/1564286/SIMULACION del intercambio de calor en un serpentín helicoidal y validación de forma experimental](https://www.academia.edu/1564286/SIMULACION%20del%20intercambio%20de%20calor%20en%20un%20serpentin%20helicooidal%20y%20validacion%20de%20forma%20experimental)

[Accessed 18 octubre 2019].

Franz, E., 2012. *BOSCH. Innovación para tu vida*. [Online]

Available at: https://www.bosch-industrial.com/files/fb013_sp.pdf

Guiot Melo, J. P. & Ramos Rojas, D. L., 2018. *Fundación Universidad de América*.

[Online]

Available at:

<http://repository.uamerica.edu.co/bitstream/20.500.11839/6915/1/4122593-2018-2-IM.pdf>

[Accessed 18 octubre 2019].

IMA. Departamento de Instalación y Mantenimiento, 2019. *Repositorio Digital de la Universidad Politécnica de Cartagena*. [Online]

Available at: <http://www.imacifp.com/wp-content/uploads/2014/10/4.-Generadores-de-calor..pdf>

[Accessed 16 noviembre 2019].

Jatola, R., Yadav, G., Jain, M. L. & More, B., 2017. Performance Analysis of Economizer Using Different Material of Tubes. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, Volume 4, pp. 2389-2391.

Junta de Castilla y León, 2009. mejoras horizontales de ahorro y eficiencia energética sector industrial. energía térmica. ejemplos prácticos. in: *mejoras horizontales de ahorro y eficiencia energética sector industrial. energía térmica. ejemplos prácticos*. Castilla y León : Angelma, S.A. , pp. 3-12.

KAKAÇ, S. & LIU, H., 2002. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal desing.*. segunda ed. New York: CRC PRESS.

Kern, D. Q., 1997. *Procesos de transferencia de calor.*. México: continental, s.a. de c.v..

Kern, D. Q., 1999. Cálculos para las condiciones de proceso. In: *Procesos de transferencia de Calor*. México : CONTINENTAL, S.A. de C.V., pp. 265-299.

Lapido Rodríguez, M. J., Vidal Moya, D. A. & Madrigal Monzón, J. A., 2015. *Editorial Universo Sur*. [Online]

Available at:

https://universosur.ucf.edu.cu/files/Func_y_perdidas_en_calderas_piro tubulares.pdf

[Accessed 16 noviembre 2019].

Lapido Rodríguez, M. J., Vidal Moya, D. A. & Madrigal Monzón, J. A., 2015. *Funcionamiento y pérdidas en calderas piro tubulares estudios de casos*.

Cienfuegos. Cuba. : Universo Sur.

Lapido Rodriguez, M. J., Vidal Moya, D. A. & Madrigal Monzón, J. A., 2015.

Funcionamiento y Pérdidas en Calderas Piro tubulares. Estudios de Caso. Primera ed. Cienfuego, Cuba: Universo Sur.

Lopez Clemente, H. A., 2017. *Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera piro tubular de 200 BHP*. [Online]

Available at: <http://repositorio.uncp.edu.pe/handle/UNCP/5628>

Miranda Valdovinos, R. N., 2018. *ResearchGate*. [Online]

Available at:

https://www.researchgate.net/publication/326904671_Calderas_clasificacion_usos_y_mecanismos_de_transferencia_de_calor

Palomino Masco, J. F., 2010. *Pontificia Universidad Católica del Perú*. [online]

Available at:

http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/20.500.12404/222/PALOMINO_MASCO_JOEL_MODELAMIENTO_EXPERIMENTAL_INTERCAMBIADOR.pdf?sequence=1&isAllowed=y

[Accessed 18 octubre 2019].

Pérez-Sánchez, A., Tejada, Y. F. & Cruz, R. G. d. I., 2017. Evaluación de la generación de vapor de la fábrica de refrescos 23 de Agosto, en Camagüey. *Mutis*, 7(1), pp. pp. 7-19.

Pysmenny, Y., Polupan, G., Carvajal Mariscal, I. & Sánchez Silva, F., 2007. *Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados*. ISBN 968-6708. México: Reverte S.A.

Ramos Fajardo, E., 2009. *EDOC. pub: Diseño y analisis financiero de un economizador para la caldera distral 1 de incauca s.a.* [Online]
Available at: <https://edoc.pub/diseo-y-analisis-financiero-de-un-economizador-para-la-caldera-d1-de-incauca-design-and-financial-evaluation-of-an-economizer-for-a-sugar-mill-pdf-free.html>
[Accessed 18 octubre 2019].

REPÚBLICA DE COLOMBIA.Ministerio de Minas y Energía.Unidad de Planeación Minero Energética, 2015. *INFORME DE GESTIÓN 2014 - 2015*, Bogotá: Nuevas Ediciones S.A. ISSN No. 2463-123X.

RUIZ LABOURDETTE, C. M., 2012. *SIIBA - Sistema de Información para la Integración del Balance Azucarero*. [Online]
Available at:
<https://siiba.conadesuca.gob.mx/siiba/Consulta/verDoc.aspx?num=557>.
[Accessed 15 Abril 2019].

Spirax Sarco, 1999. *Spirax Sarco*. [Online]
Available at:
<http://www1.frm.utn.edu.ar/electromecanica/materias%20pagina%20nuevas/INSTALACIONES%20TERMICAS%20MECANICAS%20Y%20FRIGORIFICAS/material/apuntes/01-Distribucion%20de%20Vapor%20-%20Spirax%20Sarco.pdf>
[Accessed 5 diciembre 2019].

The Babcock & Wilcox Company, 2005. *www.academia.edu*. [Online]
Available at:

https://www.academia.edu/12075401/Steam_its_generation_and_use_Edition_41?auto=download

Tirado, M., 2011. *SCRIBD*. [Online]

Available at: <https://es.scribd.com/doc/53903277/Generadores-de-vapor-notas>

[Accessed 12 octubre 2019].

Tucubal, M. A. A., 2015. *Repositorio del Sistema bibliotecario de Guatemala de San Carlos de Guatemala*. [Online]

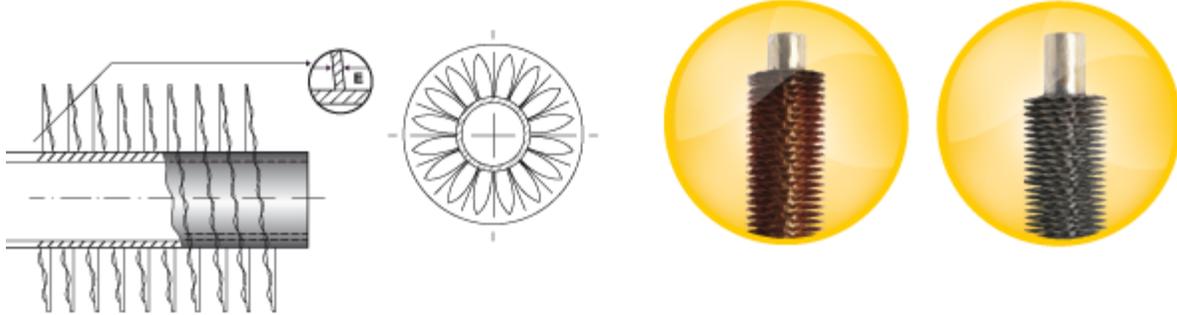
Available at:

<http://www.repositorio.usac.edu.gt/3111/1/Marvin%20Antonio%20Aguilar%20Tucubal.pdf>

Unidad de Planeación Minero Energética, 2012. *Informe de Gestión 2012*, Bogotá-Colombia : ISSN No. 2322-9519.

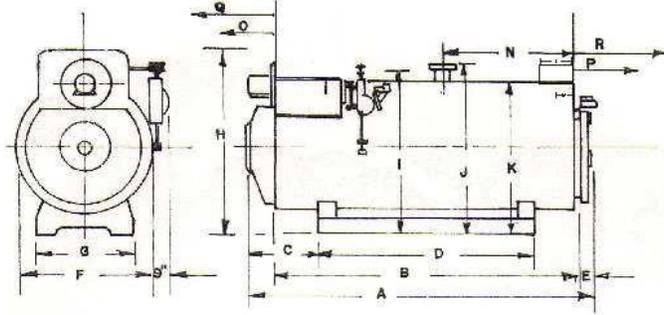
8 ANEXOS

Anexo A. Tabla de tubos circulares con aletas corrugadas helicoidales.



TUBOS (Tubes)			ALETAS (Fins)						ÁREA (Fin Area) (m ² /m)	ALETAS (Fins)	
o Ext. pul./mm. Ext. Diam. inch./mm.	Esp. Min. (mm.) Thickness Min. (mm.)	Long. Max. Max. Lenght (m)	o Ext. Ext. Diam. (mm.)	Espesor Thickness (mm.)		Cantidad Quantity		Cu		Al	
				Al	Cu	p/pulg. (p/inch.)	p/m				
1/2	12,7	1,65	11	32,00	0,3	0,15	6	236	0,3597	0,7756	0,6575
1/2	12,7	1,65	11	32,00	0,3	0,15	7	276	0,4139	0,8295	0,6913
1/2	12,7	1,65	11	32,00	0,3	0,15	8	315	0,4667	0,8819	0,7247
1/2	12,7	1,65	11	32,00	0,3	0,15	9	355	0,5200	0,9357	0,7580
5/8	15,87	1,65	11	36,00	0,3	0,15	6	236	0,4375	0,9439	0,8100
5/8	15,87	1,65	11	36,00	0,3	0,15	7	276	0,5030	1,0000	0,8480
5/8	15,87	1,65	11	36,00	0,3	0,15	8	315	0,5673	1,0600	0,8860
5/8	15,87	1,65	11	36,00	0,3	0,15	9	355	0,6330	1,1240	0,9240
3/4	19,05	1,65	11	39,00	0,3	0,15	6	236	0,4890	1,1000	0,9600
3/4	19,05	1,65	11	39,00	0,3	0,15	7	276	0,5620	1,1700	1,0000
3/4	19,05	1,65	11	39,00	0,3	0,15	8	315	0,6328	1,2300	1,0450
3/4	19,05	1,65	11	39,00	0,3	0,15	9	355	0,7056	1,3000	1,0870
1	25,40	1,65	11	50,00	0,3	0,15	6	236	0,7670		1,3741
1	25,40	1,65	11	50,00	0,3	0,15	7	276	0,8839	1,7100	1,4401
1	25,40	1,65	11	50,00	0,3	0,15	8	315	0,9975	1,8124	1,5044
1	25,40	1,65	11	50,00	0,3	0,15	9	355	1,1140	1,9175	1,5704
1 1/4	31,75	2,1	11	61,00	0,3	0,15	6	236	1,1050	2,4730	2,1347
1 1/4	31,75	2,1	11	61,00	0,3	0,15	7	276	1,2759	2,6260	2,2313
1 1/4	31,75	2,1	11	61,00	0,3	0,15	8	315	1,4421	2,7760	2,3255
1 1/4	31,75	2,1	11	61,00	0,3	0,15	9	355	1,6125	2,9308	2,4221
1 1/2	38,10	2,1	11	68,00	0,3	0,15	6	236	1,2957	2,9120	2,5353
1 1/2	38,10	2,1	11	68,00	0,3	0,15	7	276	1,4950	3,0830	2,6429
1 1/2	38,10	2,1	11	68,00	0,3	0,15	8	315	1,6890	3,2510	2,7479
1 1/2	38,10	2,1	11	68,00	0,3	0,15	9	355	1,8880	3,4220	2,8556
1 3/4	44,45	2,1	11	74,00	0,3	0,15	6	236	1,4372	3,3363	2,9265
1 3/4	44,45	2,1	11	74,00	0,3	0,15	7	276	1,6570	3,5230	3,0436
1 3/4	44,45	2,1	11	74,00	0,3	0,15	8	315	1,8715	3,7049	2,8600
1 3/4	44,45	2,1	11	74,00	0,3	0,15	9	355	2,0910	3,8915	3,1579
2	50,80	2,1	11	80,00	0,3	0,15	6	236	1,5750	3,7607	3,3177
2	50,80	2,1	11	80,00	0,3	0,15	7	276	1,8150	3,9625	3,4443
2	50,80	2,1	11	80,00	0,3	0,15	8	315	2,0490	4,1592	3,5678
2	50,80	2,1	11	80,00	0,3	0,15	9	355	2,2890	4,3610	3,6945

Anexo B. Ficha técnica caldera pirotubular de 300 BHP



NUMERO DE MODELO		F133A300	
CABALLOS DE VAPOR		300	
LONGITUD	TOTAL	A	5557
	VASO DE PRESION	B	5101
	BASE A FRENTE	C	1041
	BASE	D	3375
	PUERTA TRASERA	E	178
ANCHO	EN CAMISA	F	2106
	BASE	G	1624
ALTURA	TOTAL	H	2893
	PISO A CHIMENEA	I	2487
	PISO A BRIDA	J	2563
	PISO A CAMISA	K	2411
CHIMENEA	DIAMETRO (NOMINAL)	L	24"
	LOCALIZACION	M	964
SALIDA DE VAPOR	TAMAÑO 15 PSI FL. 150#		12" FLGD
	TAMAÑO 150 PSI FL. 300#		6" FLGD
	LOCALIZACION	N	2741
AGUA CALIENTE	TAMAÑO SALIDA, ENTRADA 150		6" FLGD
	LOCALIZACION RETORNO	N-1	1751
	LOCALIZACION SALIDA	N-2	1370
LUZ	RECORRIDO PUERTA DELANTERA	O	1700
	RECORRIDO PUERTA TRASERA	P	1269
	CAMBIO FRONTAL DE TUBOS	Q	3147

	CAMBIO TRASERO DE TUBOS	R	3756
LONGITUD MÍNIMA DEL CUARTO DE CALDERAS PARA APERTURA DE PUERTAS Y CAMBIO DE TUBERIA			
	PARTE DELANTERA		9516
	PARTE TRASERA		10556
C O N E X I O N E S	AGUA DE ALIMENTACIÓN		2"
	PURGA (100 A 200 PSI)		(2) 2"
	ORIFICIO DE INSPECCION		7
	HUECO HOMBRE (ALTA PRESION UNI)		1
	ENTRADA Y SALIDA COMBUSTIBLE # 2		½ - 3/8
	ENTRADA Y SALIDA COMBUSTIBLE # 6		1 ½ - 1 ¼
	GAS (1000 BTU)		4"
MOTOR H.P.	SOPLADOR		10
	BOMBA COMBUSTIBLE # 2		1 ½
	BOMBA COMBUSTIBLE # 5		½
	BOMBA COMBUSTIBLE # 6		¾
	BOMBA DE AIRE DE ATOMIZACIÓN		2
SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO FT2 (LADO FUEGO)			1500
VAPOR LIBRAS/HORA A 212 °F			10350
BTU SALIDA (1000 BTU / HR)			10043
EDR VAPOR (FT2 BRUTOS)			41845
EDR VAPOR (FT2 NETOS MCA)			33475
BTU SALIDA AGUA (1000 BTU / HR NETO)			8735
COMBUSTIBLE LIVIANO (ACPM)			90
COMBUSTIBLE PESADO (150,000 BTU / GAL)			80,7
GAS NATURAL CFH (1000 BTU / FT3)			12555
PESO APRIXIMADO DE EMBARQUE BAJA PRESIÓN KG			11755

ALTA PRESIÓN	
KG	12457

* CONSUMO DE COMBUSTIBLE BASADO EN UN RENDIMIENTO DEL 83% DE COMBUSTIBLE A VAPOR * LAS MEDIDAS PODRAN SER MODIFICADAS POR EL FABRICANTE SIN PREVIO AVISO

Anexo C. Propiedades de gases a 1 atm de presión.

TABLA B-7

Propiedades de gases a 1 atm de presión							
Temp. T, °C	Densidad ρ , kg/m ³	Calor específico C _p , J/kg·K	Conductividad térmica k, W/m·K	Difusividad térmica α , m ² /s	Viscosidad dinámica μ , kg/m·s	Viscosidad cinemática v, m ² /s	Número de Prandtl Pr
<i>Dióxido de carbono, CO₂</i>							
-50	2,4035	746	0,01051	5,860 x 10 ⁻⁶	1,129 x 10 ⁻⁵	4,699 x 10 ⁻⁶	0,8019
0	1,9635	811	0,01456	9,141 x 10 ⁻⁶	1,375 x 10 ⁻⁵	7,003 x 10 ⁻⁶	0,7661
50	1,6597	866,6	0,01858	1,291 x 10 ⁻⁵	1,612 x 10 ⁻⁵	9,714 x 10 ⁻⁶	0,7520
100	1,4373	914,8	0,02257	1,716 x 10 ⁻⁵	1,841 x 10 ⁻⁵	1,281 x 10 ⁻⁵	0,7464
150	1,2675	957,4	0,02652	2,186 x 10 ⁻⁵	2,063 x 10 ⁻⁵	1,627 x 10 ⁻⁵	0,7445
200	1,1336	995,2	0,03044	2,698 x 10 ⁻⁵	2,276 x 10 ⁻⁵	2,008 x 10 ⁻⁵	0,7442
300	0,9358	1060	0,03814	3,847 x 10 ⁻⁵	2,682 x 10 ⁻⁵	2,866 x 10 ⁻⁵	0,7450
400	0,7968	1112	0,04565	5,151 x 10 ⁻⁵	3,061 x 10 ⁻⁵	3,842 x 10 ⁻⁵	0,7458
500	0,6937	1156	0,05293	6,600 x 10 ⁻⁵	3,416 x 10 ⁻⁵	4,924 x 10 ⁻⁵	0,7460
1000	0,4213	1292	0,08491	1,560 x 10 ⁻⁴	4,898 x 10 ⁻⁵	1,162 x 10 ⁻⁴	0,7455
1500	0,3025	1356	0,10688	2,606 x 10 ⁻⁴	6,106 x 10 ⁻⁵	2,019 x 10 ⁻⁴	0,7745
2000	0,2359	1387	0,11522	3,521 x 10 ⁻⁴	7,322 x 10 ⁻⁵	3,103 x 10 ⁻⁴	0,8815
<i>Monóxido de carbono, CO</i>							
-50	1,5297	1081	0,01901	1,149 x 10 ⁻⁵	1,378 x 10 ⁻⁵	9,012 x 10 ⁻⁶	0,7840
0	1,2497	1048	0,02278	1,739 x 10 ⁻⁵	1,629 x 10 ⁻⁵	1,303 x 10 ⁻⁵	0,7499
50	1,0563	1039	0,02641	2,407 x 10 ⁻⁵	1,863 x 10 ⁻⁵	1,764 x 10 ⁻⁵	0,7328
100	0,9148	1041	0,02992	3,142 x 10 ⁻⁵	2,080 x 10 ⁻⁵	2,274 x 10 ⁻⁵	0,7239
150	0,8067	1049	0,03330	3,936 x 10 ⁻⁵	2,283 x 10 ⁻⁵	2,830 x 10 ⁻⁵	0,7191
200	0,7214	1060	0,03656	4,782 x 10 ⁻⁵	2,472 x 10 ⁻⁵	3,426 x 10 ⁻⁵	0,7164
300	0,5956	1085	0,04277	6,619 x 10 ⁻⁵	2,812 x 10 ⁻⁵	4,722 x 10 ⁻⁵	0,7134
400	0,5071	1111	0,04860	8,628 x 10 ⁻⁵	3,111 x 10 ⁻⁵	6,136 x 10 ⁻⁵	0,7111
500	0,4415	1135	0,05412	1,079 x 10 ⁻⁴	3,379 x 10 ⁻⁵	7,653 x 10 ⁻⁵	0,7087
1000	0,2681	1226	0,07894	2,401 x 10 ⁻⁴	4,557 x 10 ⁻⁵	1,700 x 10 ⁻⁴	0,7080
1500	0,1925	1279	0,10458	4,246 x 10 ⁻⁴	6,321 x 10 ⁻⁵	3,284 x 10 ⁻⁴	0,7733
2000	0,1502	1309	0,13833	7,034 x 10 ⁻⁴	9,826 x 10 ⁻⁵	6,543 x 10 ⁻⁴	0,9302
<i>Metano, CH₄</i>							
-50	0,8761	2243	0,02367	1,204 x 10 ⁻⁵	8,564 x 10 ⁻⁶	9,774 x 10 ⁻⁶	0,8116
0	0,7158	2217	0,03042	1,917 x 10 ⁻⁵	1,028 x 10 ⁻⁵	1,436 x 10 ⁻⁵	0,7494
50	0,6050	2303	0,03766	2,704 x 10 ⁻⁵	1,191 x 10 ⁻⁵	1,969 x 10 ⁻⁵	0,7282
100	0,5240	2443	0,04534	3,543 x 10 ⁻⁵	1,345 x 10 ⁻⁵	2,567 x 10 ⁻⁵	0,7247
150	0,4620	2611	0,05344	4,431 x 10 ⁻⁵	1,491 x 10 ⁻⁵	3,227 x 10 ⁻⁵	0,7284
200	0,4132	2791	0,06194	5,370 x 10 ⁻⁵	1,630 x 10 ⁻⁵	3,944 x 10 ⁻⁵	0,7344
300	0,3411	3158	0,07996	7,422 x 10 ⁻⁵	1,886 x 10 ⁻⁵	5,529 x 10 ⁻⁵	0,7450
400	0,2904	3510	0,09918	9,727 x 10 ⁻⁵	2,119 x 10 ⁻⁵	7,297 x 10 ⁻⁵	0,7501
500	0,2529	3836	0,11933	1,230 x 10 ⁻⁴	2,334 x 10 ⁻⁵	9,228 x 10 ⁻⁵	0,7502
1000	0,1536	5042	0,22562	2,914 x 10 ⁻⁴	3,281 x 10 ⁻⁵	2,136 x 10 ⁻⁴	0,7331
1500	0,1103	5701	0,31857	5,068 x 10 ⁻⁴	4,434 x 10 ⁻⁵	4,022 x 10 ⁻⁴	0,7936
2000	0,0860	6001	0,36750	7,120 x 10 ⁻⁴	6,360 x 10 ⁻⁵	7,395 x 10 ⁻⁴	1,0386
<i>Hidrógeno, H₂</i>							
-50	0,11010	12635	0,1404	1,009 x 10 ⁻⁴	7,293 x 10 ⁻⁶	6,624 x 10 ⁻⁵	0,6562
0	0,08995	13920	0,1652	1,319 x 10 ⁻⁴	8,391 x 10 ⁻⁶	9,329 x 10 ⁻⁵	0,7071
50	0,07603	14349	0,1881	1,724 x 10 ⁻⁴	9,427 x 10 ⁻⁶	1,240 x 10 ⁻⁴	0,7191
100	0,06584	14473	0,2095	2,199 x 10 ⁻⁴	1,041 x 10 ⁻⁵	1,582 x 10 ⁻⁴	0,7196
150	0,05806	14492	0,2296	2,729 x 10 ⁻⁴	1,136 x 10 ⁻⁵	1,957 x 10 ⁻⁴	0,7174
200	0,05193	14482	0,2486	3,306 x 10 ⁻⁴	1,228 x 10 ⁻⁵	2,365 x 10 ⁻⁴	0,7155
300	0,04287	14481	0,2843	4,580 x 10 ⁻⁴	1,403 x 10 ⁻⁵	3,274 x 10 ⁻⁴	0,7149
400	0,03650	14540	0,3180	5,992 x 10 ⁻⁴	1,570 x 10 ⁻⁵	4,302 x 10 ⁻⁴	0,7179
500	0,03178	14653	0,3509	7,535 x 10 ⁻⁴	1,730 x 10 ⁻⁵	5,443 x 10 ⁻⁴	0,7224
1000	0,01930	15577	0,5206	1,732 x 10 ⁻³	2,455 x 10 ⁻⁵	1,272 x 10 ⁻³	0,7345
1500	0,01386	16553	0,6581	2,869 x 10 ⁻³	3,099 x 10 ⁻⁵	2,237 x 10 ⁻³	0,7795
2000	0,01081	17400	0,5480	2,914 x 10 ⁻³	3,690 x 10 ⁻⁵	3,414 x 10 ⁻³	1,1717

(Continúa)

TABLA B-7

Propiedades de gases a 1 atm de presión (continuación)

Temp. T, °C	Densidad ρ , kg/m ³	Calor específico C _p , J/kg·K	Conductividad térmica k, W/m·K	Difusividad térmica α , m ² /s	Viscosidad dinámica μ , kg/m·s	Viscosidad cinemática ν , m ² /s	Número de Prandtl Pr
<i>Nitrógeno, N₂</i>							
-50	1,5299	957,3	0,02001	1,366 × 10 ⁻⁵	1,390 × 10 ⁻⁵	9,091 × 10 ⁻⁶	0,6655
0	1,2498	1035	0,02384	1,843 × 10 ⁻⁵	1,640 × 10 ⁻⁵	1,312 × 10 ⁻⁵	0,7121
50	1,0564	1042	0,02746	2,494 × 10 ⁻⁵	1,874 × 10 ⁻⁵	1,774 × 10 ⁻⁵	0,7114
100	0,9149	1041	0,03090	3,244 × 10 ⁻⁵	2,094 × 10 ⁻⁵	2,289 × 10 ⁻⁵	0,7056
150	0,8068	1043	0,03416	4,058 × 10 ⁻⁵	2,300 × 10 ⁻⁵	2,851 × 10 ⁻⁵	0,7025
200	0,7215	1050	0,03727	4,921 × 10 ⁻⁵	2,494 × 10 ⁻⁵	3,457 × 10 ⁻⁵	0,7025
300	0,5956	1070	0,04309	6,758 × 10 ⁻⁵	2,849 × 10 ⁻⁵	4,783 × 10 ⁻⁵	0,7078
400	0,5072	1095	0,04848	8,727 × 10 ⁻⁵	3,166 × 10 ⁻⁵	6,242 × 10 ⁻⁵	0,7153
500	0,4416	1120	0,05358	1,083 × 10 ⁻⁴	3,451 × 10 ⁻⁵	7,816 × 10 ⁻⁵	0,7215
1000	0,2681	1213	0,07938	2,440 × 10 ⁻⁴	4,594 × 10 ⁻⁵	1,713 × 10 ⁻⁴	0,7022
1500	0,1925	1266	0,11793	4,839 × 10 ⁻⁴	5,562 × 10 ⁻⁵	2,889 × 10 ⁻⁴	0,5969
2000	0,1502	1297	0,18590	9,543 × 10 ⁻⁴	6,426 × 10 ⁻⁵	4,278 × 10 ⁻⁴	0,4483
<i>Oxígeno, O₂</i>							
-50	1,7475	984,4	0,02067	1,201 × 10 ⁻⁵	1,616 × 10 ⁻⁵	9,246 × 10 ⁻⁶	0,7694
0	1,4277	928,7	0,02472	1,865 × 10 ⁻⁵	1,916 × 10 ⁻⁵	1,342 × 10 ⁻⁵	0,7198
50	1,2068	921,7	0,02867	2,577 × 10 ⁻⁵	2,194 × 10 ⁻⁵	1,818 × 10 ⁻⁵	0,7053
100	1,0451	931,8	0,03254	3,342 × 10 ⁻⁵	2,451 × 10 ⁻⁵	2,346 × 10 ⁻⁵	0,7019
150	0,9216	947,6	0,03637	4,164 × 10 ⁻⁵	2,694 × 10 ⁻⁵	2,923 × 10 ⁻⁵	0,7019
200	0,8242	964,7	0,04014	5,048 × 10 ⁻⁵	2,923 × 10 ⁻⁵	3,546 × 10 ⁻⁵	0,7025
300	0,6804	997,1	0,04751	7,003 × 10 ⁻⁵	3,350 × 10 ⁻⁵	4,923 × 10 ⁻⁵	0,7030
400	0,5793	1025	0,05463	9,204 × 10 ⁻⁵	3,744 × 10 ⁻⁵	6,463 × 10 ⁻⁵	0,7023
500	0,5044	1048	0,06148	1,163 × 10 ⁻⁴	4,114 × 10 ⁻⁵	8,156 × 10 ⁻⁵	0,7010
1000	0,3063	1121	0,09198	2,678 × 10 ⁻⁴	5,732 × 10 ⁻⁵	1,871 × 10 ⁻⁴	0,6986
1500	0,2199	1165	0,11901	4,643 × 10 ⁻⁴	7,133 × 10 ⁻⁵	3,243 × 10 ⁻⁴	0,6985
2000	0,1716	1201	0,14705	7,139 × 10 ⁻⁴	8,417 × 10 ⁻⁵	4,907 × 10 ⁻⁴	0,6873
<i>Vapor de agua, H₂O</i>							
-50	0,9839	1892	0,01353	7,271 × 10 ⁻⁶	7,187 × 10 ⁻⁶	7,305 × 10 ⁻⁶	1,0047
0	0,8038	1874	0,01673	1,110 × 10 ⁻⁵	8,956 × 10 ⁻⁶	1,114 × 10 ⁻⁵	1,0033
50	0,6794	1874	0,02032	1,596 × 10 ⁻⁵	1,078 × 10 ⁻⁵	1,587 × 10 ⁻⁵	0,9944
100	0,5884	1887	0,02429	2,187 × 10 ⁻⁵	1,265 × 10 ⁻⁵	2,150 × 10 ⁻⁵	0,9830
150	0,5189	1908	0,02861	2,890 × 10 ⁻⁵	1,456 × 10 ⁻⁵	2,806 × 10 ⁻⁵	0,9712
200	0,4640	1935	0,03326	3,705 × 10 ⁻⁵	1,650 × 10 ⁻⁵	3,556 × 10 ⁻⁵	0,9599
300	0,3831	1997	0,04345	5,680 × 10 ⁻⁵	2,045 × 10 ⁻⁵	5,340 × 10 ⁻⁵	0,9401
400	0,3262	2066	0,05467	8,114 × 10 ⁻⁵	2,446 × 10 ⁻⁵	7,498 × 10 ⁻⁵	0,9240
500	0,2840	2137	0,06677	1,100 × 10 ⁻⁴	2,847 × 10 ⁻⁵	1,002 × 10 ⁻⁴	0,9108
1000	0,1725	2471	0,13623	3,196 × 10 ⁻⁴	4,762 × 10 ⁻⁵	2,761 × 10 ⁻⁴	0,8639
1500	0,1238	2736	0,21301	6,288 × 10 ⁻⁴	6,411 × 10 ⁻⁵	5,177 × 10 ⁻⁴	0,8233
2000	0,0966	2928	0,29183	1,032 × 10 ⁻³	7,808 × 10 ⁻⁵	8,084 × 10 ⁻⁴	0,7833

Nota: Para gases ideales, C_p, k, μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P distinta a 1 atm se determinan cuando se multiplican los valores de ρ a la temperatura dada por P (en atm) y cuando se divide ν y α entre P (en atm)

Fuente: Datos generados a partir del Software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Originalmente con base en diversas fuentes.

Anexo E. Propiedades del vapor de agua.

PRES. ABS. Kg/cm ²	SATURACION		TEMPERATURA DEL VAPOR SOBRECALENTADO (°C)																
	TEMP (°C)	LIQUIDO	VAPOR	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	275	300	325	350	375
1	99,0	99,1	638,4	663,3	668,0	672,7	677,4	682,0	686,7	691,3	695,9	700,5	705,1	709,6	721,0	732,4	743,8	755,1	766,4
2	119,5	0,0010	1,691	1,932	2,027	2,075	2,122	2,169	2,217	2,264	2,312	2,359	2,407	2,455	2,525	2,644	2,762	2,881	2,999
3	132,9	0,0011	0,883	0,956	1,003	1,027	1,051	1,075	1,099	1,122	1,146	1,170	1,194	1,219	1,253	1,313	1,372	1,432	1,491
4	143,0	0,0011	0,604	0,632	0,647	0,663	0,679	0,695	0,711	0,727	0,743	0,759	0,775	0,791	0,831	0,871	0,910	0,950	0,990
5	151,2	0,0011	0,461	0,470	0,482	0,494	0,506	0,518	0,530	0,542	0,554	0,566	0,578	0,590	0,620	0,650	0,680	0,710	0,740
6	158,1	0,0011	0,374	0,383	0,392	0,402	0,412	0,421	0,431	0,441	0,450	0,460	0,470	0,480	0,494	0,518	0,542	0,566	0,591
7	164,1	0,0011	0,315	0,317	0,325	0,333	0,341	0,349	0,357	0,365	0,373	0,382	0,390	0,398	0,410	0,430	0,451	0,471	0,491
8	169,6	0,0011	0,272	0,276	0,283	0,290	0,297	0,304	0,311	0,318	0,325	0,332	0,339	0,346	0,350	0,368	0,385	0,403	0,420
9	174,5	0,0011	0,240	0,240	0,246	0,253	0,259	0,265	0,271	0,277	0,283	0,289	0,295	0,300	0,305	0,320	0,336	0,351	0,367
10	179,0	0,0011	0,215	0,218	0,223	0,229	0,234	0,240	0,245	0,251	0,256	0,261	0,266	0,271	0,270	0,284	0,298	0,312	0,325
11	183,1	0,0011	0,194	0,195	0,200	0,205	0,210	0,215	0,220	0,225	0,230	0,235	0,240	0,245	0,242	0,255	0,267	0,280	0,292
12	187,1	0,0011	0,177	0,180	0,185	0,190	0,195	0,200	0,205	0,210	0,215	0,220	0,225	0,230	0,231	0,242	0,254	0,265	0,276
13	190,7	0,0011	0,163	0,164	0,166	0,168	0,170	0,172	0,174	0,176	0,178	0,180	0,182	0,184	0,185	0,194	0,204	0,214	0,224
14	194,1	0,0011	0,151	0,152	0,153	0,154	0,155	0,156	0,157	0,158	0,159	0,160	0,161	0,162	0,163	0,164	0,165	0,166	0,167
15	197,3	0,0012	0,141	0,142	0,143	0,144	0,145	0,146	0,147	0,148	0,149	0,150	0,151	0,152	0,153	0,154	0,155	0,156	0,157
		0,0012	0,132	0,133	0,134	0,135	0,136	0,137	0,138	0,139	0,140	0,141	0,142	0,143	0,144	0,145	0,146	0,147	0,148