

# ECONOMIZADOR DE CALDERA USANDO BIOGÁS COMO COMBUSTIBLE

DIEGO SUÁREZ SANDOVAL  
JESÚS DAVID BLANCO BARRAGÁN

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2024

# ECONOMIZADOR DE CALDERA USANDO BIOGÁS COMO COMBUSTIBLE

DIEGO SUÁREZ SANDOVAL  
JESÚS DAVID BLANCO BARRAGÁN

Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico

Director

Jabid Eduardo Quiroga Méndez

Doctor en ingeniería Civil

Codirector

Liliana Del pilar Castro Molano

Doctor en ingeniería Química

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECHANICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2024

## **DEDICATORIA**

Le dedico este segundo escalón en la escalera de la vida a mi padre, Roberto Blanco y en especial a mi Madre, Adriana Barragán, que me debe estar observando en el cielo con una maravillosa sonrisa, yo sé que siempre me estuvo apoyando en todo momento y nunca me dejó solo en este gran proceso.

*Jesús David Blanco Barragán*

## **AGRADECIMIENTOS**

A mi Padre, Roberto Blanco por siempre ser el pilar que me estuvo sosteniendo en los momentos más difíciles y nunca me dio la espalda al ver los errores que cometí a lo largo de mi carrera.

A mi hermano, Andrés Blanco por estar incondicionalmente a mi lado, apoyándome en todo momento.

A toda mi familia, tanto paterna como materna, que siempre influyeron positivamente en mi desarrollo personal, apoyándome en todo momento en cualquier dificultad que se me presentara.

A mi Tía, Andrea Barragán por ser como una madre para mí, por estar siempre dándome motivación, ayudándome en cualquier inconveniente, siempre levantándome el ánimo con sus consejos, su carisma y sin ella a mi lado, este proceso de formación hubiera sido muy complicado por los diversos obstáculos que se presentaron en el camino.

A mis compañeros por los buenos momentos, por la ayuda y la integración en momentos de dificultad.

Y finalmente, ni menos importante a mi compañero de trabajo de grado, Diego Suarez por hacer un esfuerzo enorme, porque sabiendo su situación económica y la distancia a la que se encontraba siempre tuvo compromiso con el proyecto.

*Jesús David Blanco Barragán*

## CONTENIDO

	pág.
RESUMEN.....	12
ABSTRACT.....	13
INTRODUCCIÓN.....	13
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	15
2. OBJETIVOS.....	17
2.1. OBJETIVO GENERAL.....	17
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	17
3. JUSTIFICACIÓN.....	18
4. MARCO TEÓRICO.....	19
4.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.....	19
4.1.1. A nivel internacional.....	19
4.1.2. A nivel nacional.....	19
4.2. REFERENTES DE CONCEPTOS TEÓRICOS.....	20
4.2.1. Biodigestor.....	20
4.2.2. Digestión anaerobia.....	21
4.2.3. Biogás.....	21
4.2.3.1. Composición del biogás.....	21
4.2.4. Termodinámica.....	22
4.2.5. Transferencia de calor.....	23
4.2.6. Economizador para caldera.....	23
4.2.6.1. Tipos de calentadores.....	24

5.	METODOLOGÍA.....	31
5.1.	Primera etapa: Diagnóstico de las condiciones iniciales de la PBB. ....	31
5.1.1.	Obtención del consumo de gas natural en la planta.....	31
5.1.2.	Cálculo de la eficiencia de la caldera.....	33
5.1.3.	Costos de combustible diario producidos por la caldera en la PBB.....	35
5.2.	Segunda etapa: Diseño del economizador. ....	36
5.2.1.	Restricciones iniciales .....	36
5.2.2.	Levantamiento de datos en la PBB. ....	38
5.2.2.1.	Composición y determinación del poder calorífico del biogás.....	40
5.2.2.2.	Temperatura de llama adiabática.....	47
5.2.2.3.	Cálculo de la temperatura del agua a la salida del economizador. ....	51
5.2.3.	Selección del quemador de biogás.....	54
5.2.3.1.	Matriz de selección del quemador de biogás. ....	58
5.2.4.	Diseño térmico del economizador. ....	60
5.2.4.1.	Especificaciones iniciales.....	60
5.2.4.2.	Ecuaciones básicas de diseño.....	67
5.2.4.3.	Selección del tamaño de la coraza .....	74
5.2.4.4.	Verificación del diseño .....	85
5.2.4.5.	Diseño hidráulico.....	85
5.2.4.6.	Diseño mecánico.....	96
5.3.	Tercera etapa: Análisis económico en la implementación del economizador. ....	106
6.	CONCLUSIONES.....	113

7.	RECOMENDACIONES.....	114
	BIBLIOGRAFÍA.....	115
	ANEXOS.....	119

## LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Composición del biogás .....	22
Cuadro 2. Tipos de economizadores según su geometría .....	25
Cuadro 3. Clasificación en función de la dirección del gas en relación con los tubos. .....	27
Cuadro 4. Clasificación de acuerdo con el espacio entre tubos .....	29
Cuadro 5. Consumo de gas natural en la PBB durante el año 2022.....	32
Cuadro 6. Datos de entrada y salida de la caldera sin economizador .....	34
Cuadro 7. Datos de entrada y salida del economizador. ....	39
Cuadro 8. Composición del biogás producido en la PBB.....	40
Cuadro 9. Resultados del análisis estequiométrico. ....	42
Cuadro 10. Análisis estequiométrico para aire húmedo.....	44
Cuadro 11. Masa molar del biogás .....	46
Cuadro 12. Entalpías de formación.....	46
Cuadro 13. Calor específico del Biogás. ....	49
Cuadro 14. Calor específico de los productos de combustión. ....	49
Cuadro 15. Datos de entrada y salida del Economizador. ....	52
Cuadro 16. Matriz de selección del quemador.....	59
Cuadro 17. Criterios de disposición de los fluidos. ....	60
Cuadro 18. Reglas heurísticas para intercambiadores. ....	63
Cuadro 19. Dimensiones de los tubos del intercambiador de calor. ....	63
Cuadro 20. Reglas heurísticas para intercambiadores. ....	65

Cuadro 21. Propiedades físicas de los productos de combustión a temperatura media.....	67
Cuadro 22. Propiedades físicas del agua a temperatura media .....	67
Cuadro 23. Coeficientes totales de transferencia de calor típicos. ....	71
Cuadro 24. Tamaños estandarizados de corazas.....	74
Cuadro 25. Espesores mínimos de corazas según TEMA.....	97
Cuadro 26. Espesores estandarizados para deflectores según norma TEMA.....	99
Cuadro 27 Diámetro de varillas de sujeción y número de espaciadores según diámetro del casco.....	103
Cuadro 28. Sumario.....	104
Cuadro 29. Datos de entrada y salida de la Caldera con el economizador. ....	108
Cuadro 30 Consideraciones para los cálculos de CAPEX.....	110
Cuadro 31 Consideraciones para los cálculos de OPEX.....	111
Cuadro 32 análisis económico .....	111

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Modos de transferencia de calor.....	23
Figura 2. Esquema funcionamiento caldera sin economizador.....	34
Figura 3. Esquema funcionamiento del economizador. ....	38
Figura 4. Sistema termodinámico para el cálculo de la temperatura de flama adiabática .....	47
Figura 5. Ejemplificación funcionamiento del economizador. ....	51
Figura 6. Quemador QH-120. ....	54
Figura 7. Quemador QH-200. ....	55
Figura 8. Quemador P250AF. ....	57
Figura 9. Quemador MAX GAS 40P. ....	58
Figura 10. Tipos de cabezal y coraza. ....	61
Figura 11. Esquema del balance de energía. ....	68
Figura 12. Correlación para el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza. ....	79
Figura 13. Valores típicos de factores de ensuciamiento.....	83
Figura 14. Selección de diámetros típicos para boquillas. ....	88
Figura 15. Distribución de los tubos en el espejo fijo. ....	101
Figura 16 Precalentador de agua.....	105
Figura 17 Esquema del sistema implementando el economizador.....	107

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A Plano montaje economizador .....	119
Anexo B Explosionado economizador .....	120
Anexo C Plano cabezal tipo B.....	121
Anexo D Plano cabezal tipo M.....	122
Anexo E Plano coraza .....	123
Anexo F Plano espejo fijo .....	124
Anexo G Plano Tubo.....	125
Anexo H Plano varilla de sujeción.....	126

## RESUMEN

**TÍTULO:** DISEÑO DE UN ECONOMIZADOR DE CALDERA USANDO BIOGÁS COMO COMBUSTIBLE

**AUTOR:** DIEGO SUÁREZ SANDOVAL, JESÚS DAVID BLANCO BARRAGÁN

**PALABRAS CLAVE:** DISEÑO, ECONOMIZADOR, BIOGAS, CALDERA.

### **DESCRIPCIÓN:**

El presente trabajo de grado tiene como finalidad diseñar un economizador que utiliza el biogás producido por la planta de beneficio bovino (PBB) como combustible. Esto, con el fin de reducir el porcentaje de gas natural que esta usa para calentar el agua a su punto de ebullición, aumentando la temperatura de esta a la entrada de la caldera.

El desarrollo de este proyecto parte de determinar las condiciones iniciales del consumo y costo de vapor y gas natural de la caldera, para luego proceder con el diseño básico conceptual del economizador estableciendo la mejor alternativa que permita aprovechar lo mejor posible el biogás producido y así aumentar de manera eficiente la temperatura del fluido que entra a la caldera. Por consecuente esto reducirá el consumo de gas natural que se está utilizando, para llevar el fluido a la temperatura necesaria para su aprovechamiento.

Finalmente, se lleva a cabo un análisis CAPEX/OPEX de la integración energética del proceso anaerobio, donde se compara el gasto de gas natural consumido por la caldera con y sin la inclusión del economizador. Esto permite evaluar la viabilidad técnica, económica y ambiental del proyecto, evidenciando resultados significativos en la reducción del consumo de este recurso y, por ende, una contribución indirecta a la disminución de la huella ambiental producida por la PBB.

---

Trabajo de grado

Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería mecánica. Director Jabid Eduardo Quiroga Méndez. Doctor en ingeniería Civil. Codirector: Liliana Del Pilar Castro Molano. Doctora en ingeniería Química.

## **ABSTRACT**

**TITLE:** DESIGN OF A BOILER ECONOMIZER USING BIOGAS AS FUEL

**AUTHOR:** DIEGO SUÁREZ SANDOVAL, JESÚS DAVID BLANCO BARRAGÁN

**KEY WORDS:** DESIGN, ECONOMIZER, BIOGAS, BOILER.

### **DESCRIPTION:**

The purpose of this degree work is to design an economizer that uses the biogas produced by the bovine processing plant (PBB) as fuel, in order to reduce the percentage of natural gas that it uses to heat the water to its boiling point, increasing its temperature at the boiler inlet.

The development of this project begins with determining the initial conditions of the consumption and cost of steam and natural gas from the boiler, and then proceeding with the basic conceptual design of the economizer, establishing the best alternative that allows to make the best use of the biogas produced and thus efficiently increase the temperature of the fluid entering the boiler, consequently this will reduce the consumption of natural gas that is being used, to bring the fluid to the temperature necessary for its use.

Finally, a CAPEX/OPEX analysis of the energy integration of the anaerobic process is carried out, where the cost of natural gas consumed by the boiler is compared with and without the inclusion of the economizer. This allows to evaluate the technical, economic and environmental viability of the project, evidencing significant results in reducing the consumption of this resource and, therefore, an indirect contribution to the reduction of the environmental footprint produced by the PBB.

---

Degree work

Faculty of physic mechanical. School of mechanic. Director: abid Eduardo Quiroga Méndez. Doctor in civil engineering. Codirector: Liliana Del Pilar Castro Molina. doctor in chemical.

## **INTRODUCCIÓN**

En la búsqueda de soluciones sostenibles y eficientes para abordar los desafíos energéticos y económicos en la industria, el biogás ha emergido como una alternativa prometedora como fuente de energía renovable. Este recurso, generado a través de la descomposición anaeróbica de materia orgánica, ofrece una serie de ventajas, incluida su capacidad para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y su potencial para mitigar los costos energéticos.

En este contexto, se propone explorar el uso del biogás como una solución innovadora para reducir los costos asociados con el uso de gas natural en la planta de beneficio bovino (PBB).

Implementando un economizador diseñado para aprovechar el biogás como combustible no solo podría disminuir los gastos operativos de estas instalaciones, sino que también contribuiría a la reducción de su huella ambiental. Este proyecto de grado pretende analizar la viabilidad técnica, económica y ambiental de esta propuesta, así como también identificar posibles desafíos y oportunidades para su implementación exitosa en el sector de la industria cárnica.

## PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La industria cárnica es una de las más importantes del mundo. Según datos de la OCDE-FAO, el consumo actual de carne es de 60 millones de toneladas y se espera que crezca un 16 % en el 2028<sup>1</sup>. En cuanto a Colombia, la nación origina 8.8 millones de toneladas de carne cada año y se prevé que alcance los 9.7 Millones en el 2028<sup>2</sup>.

De manera similar, la industria agrícola de Colombia incorpora el 1.4% (PIB) nacional, el 21.8% del (PIB) agropecuario y el 48.7% del (PIB) pecuario<sup>3</sup>, lo que lo convierte en uno de los sectores económicos más importantes del país.

La planta de beneficio bovino (PBB) está compuesta por varias secciones que producen cuatro corrientes de aguas residuales: i) agua para lavar galpones; agua de granja con dilución (AC), (ii) agua de matadero (AS); Extracción de sangre (iii) Lavado visceral (AV) que contiene partes de grasa y carne y iv) Limpieza gástrica (AE) que contiene una parte urinaria. Las cargas orgánicas están presentes en estas corrientes de aguas residuales de 2000 mg de oxígeno por litro<sup>4</sup> y 20400 mg de oxígeno por litro<sup>5</sup>. Por lo tanto, de acuerdo con la Resolución de 2015 No. 631 las

---

<sup>1</sup> OCDE-FAO PERSPECTIVAS Agrícolas 2020-2029 [online]. Paris: [s.n.], 2020. 352 p. OECD Publishing. Available from Internet: <<https://doi.org/10.1787/a0848ac0-es>>.

<sup>2</sup> FEDERACIÓN COLOMBIANA DE GANADEROS (FEDEGAN). Cifras de referencia del sector ganadero colombiano [online]. [s.l.]: [s.n.], 2020. Available from Internet: <[https://cerodeforestacioncolombia.co/wp-content/uploads/2021/02/Cifras\\_Referencia\\_2020.pdf](https://cerodeforestacioncolombia.co/wp-content/uploads/2021/02/Cifras_Referencia_2020.pdf)>.

<sup>3</sup> FEDERACIÓN COLOMBIANA DE GANADEROS (FEDEGAN). Cifras de referencia del sector ganadero colombiano [online]. [s.l.]: [s.n.], 2017. 55 p. Available from Internet: <[https://estadisticas.fedegan.org.co/DOC/download.jsp?pRealName=Cifras\\_Referencia\\_2017.pdf&ildFiles=641](https://estadisticas.fedegan.org.co/DOC/download.jsp?pRealName=Cifras_Referencia_2017.pdf&ildFiles=641)>.

<sup>4</sup> CAIXETA, Cláudia E. T.; CAMMAROTA, Magali C. and XAVIER, Alcina M. F. Slaughterhouse wastewater treatment: evaluation of a new three-phase separation system in a UASB reactor. In: Bioresource Technology [online]. January, 2002. vol. 81, no. 1, p. 61-69. Available from Internet: <[https://doi.org/10.1016/S0960-8524\(01\)00070-0](https://doi.org/10.1016/S0960-8524(01)00070-0)>. ISSN 0960-8524.

<sup>5</sup> SADDOD, Ahlem; HASSAÏRI, Ilem and SAYADI, Sami. Anaerobic membrane reactor with phase separation for the treatment of cheese whey. In: Bioresource Technology [online]. August, 2007. vol. 98, no. 11, p. 2102-2108. Available from Internet: <<https://doi.org/10.1016/j.biortech.2006.08.013>>. ISSN 0960-8524.

regulaciones colombianas exigen que las PBB sean tratadas antes de su descarga a las aguas residuales.

El proceso anaeróbico demostró ser una técnica eficaz para tratar los desechos de la planta al descomponerse en biogás (55-70% CH<sub>4</sub>) y lodos ricos en sustentos (nitrógeno y fósforo)<sup>6</sup>. Jensen et al. (2014) sugirieron que el potencial de CH<sub>4</sub> de las aguas residuales de las plantas de procesamiento de animales de Australia oscilaba entre 0,250 y 1000 m<sup>3</sup>/kg SV. Sánchez et al. (2021)<sup>7</sup> hallaron muestras de CH<sub>4</sub> de 0,154, 0,425 y 0,505 m<sup>3</sup>/kg VOS para corrientes AE, AV y AS de un matadero de ganado colombiano.

Como caso particular en el área metropolitana de Bucaramanga se localiza (Lat. N 7° 3'14.82" Long W 73°7'55.282") una planta de beneficio bovino (PBB) que tiene implementados 6 digestores de 40 m<sup>3</sup> cada uno, los cuales producen 15 m<sup>3</sup> de biogás por día con una composición promedio entre el 58 y 62 % de metano que no está siendo utilizado. Una de las alternativas para el uso y aprovechamiento del biogás producido es, su conversión en energía térmica para las calderas utilizadas en la PBB. Basado en lo anterior, la pregunta que se plantea para este trabajo de grado es:

¿Es posible integrar la producción del biogás, al proceso que se realiza en la planta de beneficio bovino, mediante el diseño de un economizador?

---

<sup>6</sup> BUSTILLO-LECOMPTE, Ciro Fernando and MEHRVAR, Mehrab. Slaughterhouse wastewater characteristics, treatment, and management in the meat processing industry: A review on trends and advances. In: *Journal of Environmental Management* [online]. September, 2015. vol. 161, p. 287-302. Available from Internet: <<https://doi.org/10.1016/j.jenvman.2015.07.008>>. ISSN 0301-4797.

<sup>7</sup> SÁNCHEZ, Zamir, *et al.* Simultaneous Synergy in CH<sub>4</sub> Yield and Kinetics: Criteria for Selecting the Best Mixtures during Co-Digestion of Wastewater and Manure from a Bovine Slaughterhouse. In: *Energies* [online]. 13, January, 2021. vol. 14, no. 2, p. 384. Available from Internet: <<https://doi.org/10.3390/en14020384>>. ISSN 1996-1073.

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1. OBJETIVO GENERAL**

Diseñar un economizador que utilice biogás como combustible para suministrarle energía térmica al agua de alimentación de una caldera para la integración energética del proceso anaerobio en una planta de beneficio bovino (PBB).

### **2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

Determinar las condiciones iniciales del consumo y costo de vapor y gas natural de la caldera usada en una PBB.

Realizar el diseño básico conceptual y de detalle (planos de construcción) de una unidad de operación (economizador), que permita el aprovechamiento del biogás como combustible para precalentar el agua que alimenta la caldera de la PBB.

Realizar un análisis económico CAPEX/OPEX de la integración energética del proceso anaerobio a una planta de beneficio bovino (PBB) comparando el gasto de gas natural consumido por la caldera con y sin el economizador.

### **3. JUSTIFICACIÓN**

La implementación de un economizador en la planta de beneficio bovino (PBB) se justifica como una estrategia fundamental para optimizar el uso de recursos energéticos y promover la sostenibilidad ambiental.

Este economizador ha sido diseñado con el propósito específico de aprovechar el biogás generado mediante el proceso de digestión anaeróbica de residuos orgánicos, convirtiéndolo en una fuente alternativa y renovable de energía.

Al incorporar este sistema, se pretende disminuir considerablemente el consumo de gas natural utilizado por la caldera. Esto se logra al calentar previamente el agua que ingresaba a temperatura ambiente, lo que acelera el proceso de evaporación debido a su proximidad al punto de ebullición a la hora de ingresar a la caldera.

## **4. MARCO TEÓRICO**

### **4.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN**

#### **4.1.1. A nivel internacional.**

Según Washington De La Cruz y, Bryan Palacios Sánchez en su tesis “Diseño y simulación de un sistema de precalentamiento de agua en el camal metropolitano de Quito utilizando biogás”<sup>8</sup> que tiene como objetivo principal diseñar y simular un sistema de precalentamiento de agua en la empresa pública metropolitana de rastro Quito, utilizando biogás y evaluarlo energéticamente.

En dicho trabajo se utilizó el biogás producido por los desechos y aguas residuales del camal para como combustible para precalentar el agua de la red que entra a 18 °C a un calentador obteniendo agua precalentada a 65 °C, que posteriormente será utilizada por una caldera a diésel para la producción de vapor.

En la culminación del proyecto lograron realizar la simulación y los respectivos análisis económicos, donde se evidencia que es viable el aprovechamiento del biogás en dicho sistema, y que a su vez se obtiene un notable ahorro económico en los gastos de combustible.

#### **4.1.2. A nivel nacional.**

Según Gómez, Esther; Rodríguez, José y Martínez, Angela (Colombia, 2017) en el proyecto “Implementación de un biodigestor para el aprovechamiento de los residuos de las granjas porcinas en el municipio de Tibana”<sup>9</sup> que tiene como objetivo

---

<sup>8</sup> DE LA CRUZ ESPINOSA, Washington Mesías and PALACIOS SÁNCHEZ, Bryan Josué. Diseño y simulación de un sistema de precalentamiento de agua en el camal metropolitano de Quito utilizando biogás. In: Escuela Politécnica Nacional [online]. 20, February, 2018. Available from Internet: <<http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/19205>>.

<sup>9</sup> TORRES MARTÍNEZ, Ángela; GÓMEZ LÓPEZ, Esther Nayive and RODRÍGUEZ REYES, José Samuel. Implementación de un biodigestor para el aprovechamiento de los residuos de las granjas porcinas en el municipio de Tibaná. In: UNIVERSIDAD CATÓLICA DE COLOMBIA [online]. 2017. Available from Internet: <<http://hdl.handle.net/10983/15446>>.

fabricar un biodigestor en el municipio de Tibaná con el fin de generar electricidad y reducir la contaminación ambiental que se presenta por los desechos orgánicos de las granjas porcinas.

En el anterior trabajo se empleó el biogás producido por un biodigestor alimentado con las heces de animales de tipo porcino, para generar energía eléctrica utilizada en la demanda diaria de las granjas porcinas del ya mencionado municipio.

En conclusión, los integrantes del proyecto al realizar un análisis económico para la implementación de los biodigestores encontraron que la inversión inicial se recuperara en un tiempo de aproximadamente 5 años y que la demanda de energía de las granjas no alcanza a ser suplida por los biodigestores que inicialmente se instalaron. Hecho que permite que se realicen nuevos trabajos de investigación y de mejoras del sistema.

## 4.2. REFERENTES DE CONCEPTOS TEÓRICOS

**4.2.1. Biodigestor.** Un Biodigestor se define como un contenido hermético, donde se realiza un proceso anaeróbico de descomposición (proceso de fermentación anaeróbica). La materia prima está constituida por materia orgánica, como desechos agrícolas, residuos animales, residuos humanos, etc.; es decir, en el biodigestor tal como indica su nombre sucede una digestión de la materia prima, luego de la cual se obtiene biogás, biol y bioabono aproximadamente en un periodo.<sup>10</sup>

---

<sup>10</sup> BIODIGESTORES: Los residuos como generadores de energía [Anonymous]. Argentina.gob.ar [web page]. Available from Internet: <<https://www.argentina.gob.ar/interior/ambiente/accion/biodigestores#:~:text=Un%20biodigestor%20es%20un%20recipiente,mediante%20un%20generador%20a%20gas>>.

**4.2.2. Digestión anaerobia.** La digestión anaeróbica es un proceso que consiste en la transformación de materia orgánica de un substrato en biogás, mezcla de dióxido de carbono y metano con y otros elementos, con la ayuda de bacterias que son sensibles o completamente privadas por el oxígeno o sus predecesores. Al utilizar el proceso de digestión anaeróbica se nos hace posible convertir gran cantidad de residuos (vegetales, estiércoles) producidos inevitablemente por la industria alimentaria, fermentativa y de algunas industrias químicas. En la digestión anaerobia más del 90% de la energía que se produce por oxidación directa se transforma en metano, el cual solo se disipa un 10% de la energía en crecimiento bacteriano frente al 50% consumido en un sistema aeróbico<sup>11</sup>.

**4.2.3. Biogás.** Se define como una mezcla gaseosa resultante de la descomposición de la materia orgánica como resultado de la digestión anaerobia en un ambiente cerrado desprovisto de oxígeno. El biogás es un gas combustible producido a partir de biomasa, esta puede ser a través de desechos municipales desechos agrícolas y efluentes de tratamiento de agua, este gas resulta comúnmente utilizado como combustible en la producción de energía eléctrica o calor y ha demostrado ser una fuente de bioenergía capaz de sustituir la generación de electricidad a partir de combustibles fósiles<sup>12</sup>

**4.2.3.1. Composición del biogás.** El biogás está compuesto de diversos gases, los cuales se detallan en el (

---

<sup>11</sup> DIGESTIÓN ANAEROBIA [Anonymous]. Agència de Residus de Catalunya [web page]. (9, September, 2009). Available from Internet: <[https://residus.gencat.cat/es/ambits\\_dactuacio/valoritzacio\\_reciclatge/instal\\_lacions\\_de\\_gestio/tratament\\_biologic/digestio\\_anaerobia/](https://residus.gencat.cat/es/ambits_dactuacio/valoritzacio_reciclatge/instal_lacions_de_gestio/tratament_biologic/digestio_anaerobia/)>.

<sup>12</sup> PRATT, Georgia. ¿Qué es el biogás? CROWCON [web page]. (7, March, 2022). Available from Internet: <<https://www.crowcon.com/es/blog/what-is-biogas/>>.

Cuadro 1).

Cuadro 1. Composición del biogás

Gas		Contenido %
Metano	CH <sub>4</sub>	54-70
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	27-45
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	0.5-3
Hidrogeno	H <sub>2</sub>	1-10
Monóxido de carbono	CO	0.1
Oxigeno	O <sub>2</sub>	0.1
Sulfuro de hidrogeno	H <sub>2</sub> S	0.15-0.5

Fuente: (Lugones., 2001)<sup>13</sup>

**4.2.4. Termodinámica.** La termodinámica es la ciencia de la energía, la cual se puede considerar como la causante de generar cambios. El término termodinámica emana de las palabras griegas therme (calor) y dynamis (fuerza), a lo que se refiere en forma general a los primeros intentos de tratar de convertir el calor en energía. En el presente, dicha noción se usa para poder encerrar los conceptos de energía y sus transformaciones, incluyendo la generación de potencia, la refrigeración y las interacciones que se llevan a cabo con las propiedades de la materia. Entre las más importantes tenemos, el principio de la conservación de la energía. Esta establece que, durante cualquier proceso, la energía puede variar en sus aspectos físicos, pero su cantidad total siempre permanecerá constante, o en otras palabras "la materia no se crea ni destruye, solo se transforma"<sup>14</sup>.

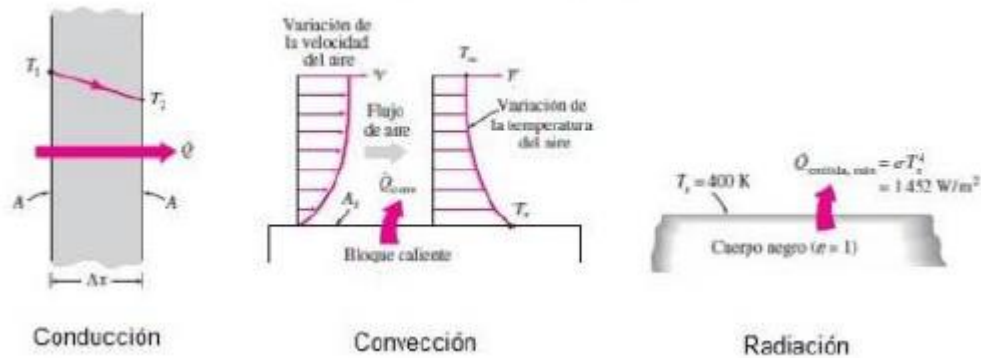
---

<sup>13</sup> LUGONES, Benigno. Análisis de biodigestores en funcionamiento. 2001.

<sup>14</sup> ROMERO ROCHÍN, Víctor. Termodinámica [online]. [s.l.]: [s.n.], 2014. Available from Internet: <<https://www.fisica.unam.mx/personales/romero/TERMO2014/TERMO-NOTAS-2014.pdf>>.

**4.2.5. Transferencia de calor.** La transferencia de calor examina los diferentes tipos de intercambio de calor y se concentran a averiguar la tasa de transferencia de calor. Existen 3 tipos de transferencia de calor, entre estas tenemos, la transferencia por conducción, convección y radiación. Para la conducción se puede evidenciar cuando hay contacto entre 2 superficies que tienen diferentes temperaturas, este calor se propaga con las vibraciones de las partículas que interactúan entre sí. La radiación se emite a través de ondas electromagnéticas, la ventaja de esta transferencia es que no se necesita un medio para que se ejecute<sup>15</sup>. Se pueden evidenciar los diferentes modos de transferencia de calor en la (Figura 1).

Figura 1. Modos de transferencia de calor.



Fuente: Heat and Mass Transfer<sup>16</sup>

**4.2.6. Economizador para caldera.** Un economizador es un intercambiador de calor que captura el "calor perdido o desperdiciado" de los gases de combustión. Por lo general, el economizador transfiere este exceso de calor al circuito de

<sup>15</sup> CENGEL, Yunus A. TERMODINAMICA. 7th ed. [s.l.]: McGrawHill, 2012.

<sup>16</sup> CENGEL, Yunus A. Heat and Mass Transfer. [s.l.]: McGraw Hill Higher Education, 2011. ISBN 9781259253775.

alimentación o retorno de la caldera, pero también se puede usar para calentar agua u otros fluidos del proceso. Está recogida de calor residual convencional reduce la manera de combustión global de la caldera. Menos consumo de combustible significa ahorro de dinero y menos emisiones al aire, hola ya que las calderas funcionan de manera más eficiente. Esto es posible porque el agua entrante ya está precalentada por el economizador, por lo que el circuito principal de calefacción de la caldera no necesita aportar tanto calor para producir una cierta cantidad de vapor o agua caliente. El resultado es nuevamente el ahorro de combustible. Los economizadores de caldera elevan la eficiencia de la caldera, al quitar el calor de 8 los gases de ignición. Como su nombre lo indica, la función del economizador es ahorrar costos de calentamiento de agua para la caldera<sup>17</sup>.

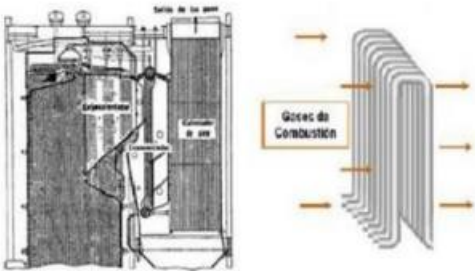
**4.2.6.1. Tipos de calentadores.** La clasificación de estos se puede dar según la organización geométrica (Cuadro 2), según la dirección del gas en relación con los tubos (Cuadro 3), o según con el espacio entre tubos (

Cuadro 4).

---

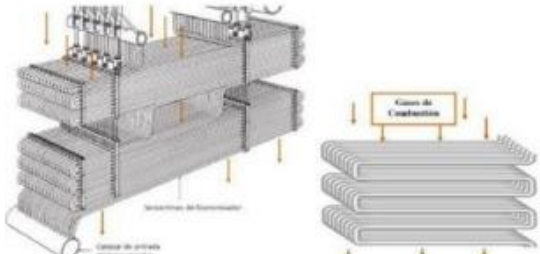
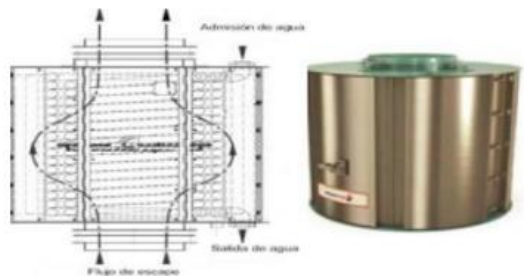
<sup>17</sup> OELKER BEHN, Arnulfo. ECONOMIZADORES [online]. [s.l.]: Thermal Engineering Ltda. 6 p. Available from Internet: <[https://www.thermal.cl/docs/articulos\\_tecnicos/articulo\\_\\_\\_economizadores.pdf](https://www.thermal.cl/docs/articulos_tecnicos/articulo___economizadores.pdf)>.

Cuadro 2. Tipos de economizadores según su geometría <sup>18</sup>.

Tipos	Descripción	Ilustración
De tubos verticales	Tiene dos recolectores, el inferior y superior. Ambos recolectores están conectados por conjuntos verticales de tubos colocados en la placa caliente. El recolector inferior le da agua al sistema, que posterior se mueve por conductos hasta el recolector superior. Al mismo tiempo, los gases recorren dos pasos: entran desde arriba y bajan en dirección opuesta al agua. Además,	 <p data-bbox="899 1398 1338 1436">Ilustración 1 Tubos verticales<sup>19</sup></p>

<sup>18</sup> RESTREPO COLÓN, Neysser Antonio. Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300BHP [online]. Trabajo de grado para título de Ingeniero Mecánico. Medellín: Universidad de Antioquia, 2021. 136 p. Available from Internet: <[https://bibliotecadigital.udea.edu.co/bitstream/10495/19758/15/RestrepoNeysser\\_2021\\_EconomizadorCalderaPirotubular.pdf](https://bibliotecadigital.udea.edu.co/bitstream/10495/19758/15/RestrepoNeysser_2021_EconomizadorCalderaPirotubular.pdf)>.

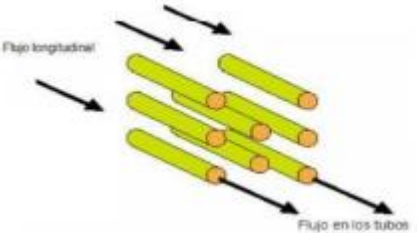
<sup>19</sup> TIRADO, M. Generadores de Vapor. [s.l.]: SCRIBD. 53 p.

	<p>los gases aplican para uno o varios pasos a lo largo de los tubos.</p>	
<p>De tubos horizontales</p>	<p>Se compone de un receptor solar bajo por donde ingresa el fluido, un tubo continuo que forma el área de calentamiento y un receptor solar ubicado en la parte de arriba el cual recoge y drena el fluido</p>	 <p>Ilustración 2 Tubos horizontales<sup>20</sup></p>
<p>De tubos helicoidales</p>	<p>Tiene un recolector tanto arriba como abajo y las bobinas son una de las formas más económicas de lograr una superficie que logre transmitir calor. Por lo general se montan colocando varias extensiones de tubería de cobre, acero o aleaciones en bobinas helicoidales o dobles, donde la entrada y la salida están convenientemente ubicadas una al lado de la otra.</p>	 <p>Ilustración 3 Tubos helicoidales<sup>21</sup></p>

<sup>20</sup> TIRADO, M. Generadores de Vapor. [s.l.]: SCRIBD. 53 p.

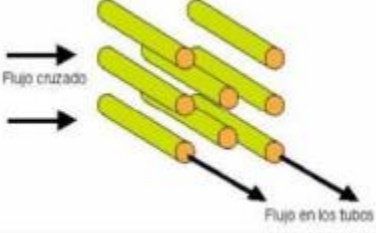
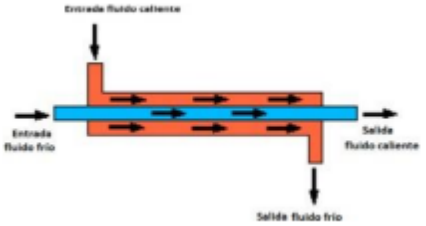
<sup>21</sup> CLEAVERBOOKS [Anonymous]. (2008). Available from Internet: <<http://cleaverbooks.com/products-and-solutions/heatrecovery/condensing-economizer>>.

Cuadro 3. Clasificación en función de la dirección del gas en relación con los tubos<sup>22</sup>.

Tipos	Descripción	Ilustración
De flujo longitudinal	El gas se mueve en el economizador paralelo a la trayectoria del flujo de agua	 <p>Ilustración 4 Flujo longitudinal.<sup>23</sup></p>

<sup>22</sup> RESTREPO COLÓN, Neysser Antonio. Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300BHP [online]. Trabajo de grado para título de Ingeniero Mecánico. Medellín: Universidad de Antioquia, 2021. 136 p. Available from Internet: <[https://bibliotecadigital.udea.edu.co/bitstream/10495/19758/15/RestrepoNeysser\\_2021\\_EconomizadorCalderaPirotubular.pdf](https://bibliotecadigital.udea.edu.co/bitstream/10495/19758/15/RestrepoNeysser_2021_EconomizadorCalderaPirotubular.pdf)>.

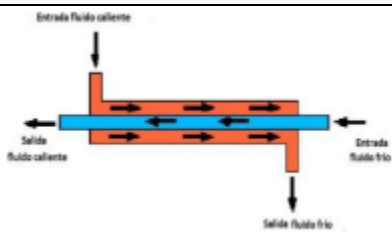
<sup>23</sup> LÓPEZ CLEMENTE, H. A. Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP [en línea]. [s.l.]: Universidad Nacional

De cruzado flujo	El gas en el economizador se mueve perpendicular al sentido del fluido.	 <p>Ilustración 5 Flujo cruzado.<sup>24</sup></p>
De flujos en paralelo	El fluido entra en el mismo sentido del intercambiador de calor y los dos fluyen en la misma dirección. Se produce una mínima propagación de energía.	 <p>Ilustración 6 Flujo en paralelo<sup>25</sup></p>

del Centro del Perú, 2017. Disponible en Internet: <<https://repositorio.uncp.edu.pe/handle/UNCP/5628>>.

<sup>24</sup> LÓPEZ CLEMENTE, H. A. Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP [en línea]. [s.l.]: Universidad Nacional del Centro del Perú, 2017. Disponible en Internet: <<https://repositorio.uncp.edu.pe/handle/UNCP/5628>>.

<sup>25</sup> PALOMINO MASCO, Joel Fernando. Modelamiento experimental del intercambiador de calor de tubos y carcasa de Längerer [en línea]. [s.l.]: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010. Disponible en Internet: <[https://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/PUCP\\_b3b43d0e1b31c41bb8e44c600e942d01/Details](https://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/PUCP_b3b43d0e1b31c41bb8e44c600e942d01/Details)>.

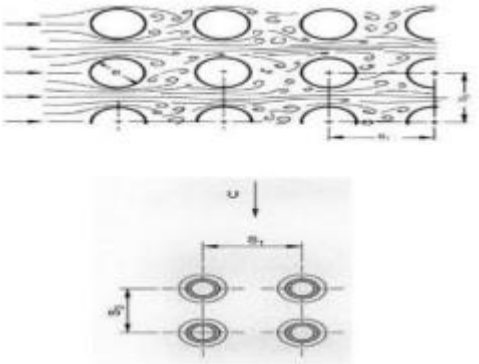
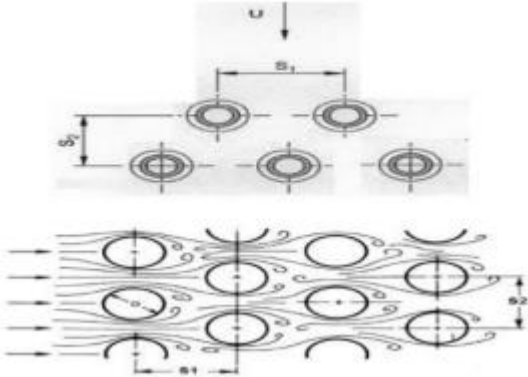
De contracorriente	Los fluidos ingresan en los diferentes sentidos y fluyen en direcciones opuestas. La energía que fluye aumenta y se logra visualizar el cambio de temperatura del fluido caliente.	 <p>Ilustración 7 Flujo en contracorriente<sup>26</sup></p>
--------------------	--	--

Cuadro 4. Clasificación de acuerdo con el espacio entre tubos<sup>27</sup>

Tipos	Descripción	Ilustración
-------	-------------	-------------

<sup>26</sup> PALOMINO MASCO, Joel Fernando. Modelamiento experimental del intercambiador de calor de tubos y carcasa de Langerer [en línea]. [s.l.]: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010. Disponible en Internet: <[https://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/PUCP\\_b3b43d0e1b31c41bb8e44c600e942d01/Details](https://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/PUCP_b3b43d0e1b31c41bb8e44c600e942d01/Details)>.

<sup>27</sup> RESTREPO COLÓN, Neysser Antonio. Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300BHP [online]. Trabajo de grado para título de Ingeniero Mecánico. Medellín: Universidad de Antioquia, 2021. 136 p. Available from Internet: <[https://bibliotecadigital.udea.edu.co/bitstream/10495/19758/15/RestrepoNeysser\\_2021\\_EconomizadorCalderaPiroTubular.pdf](https://bibliotecadigital.udea.edu.co/bitstream/10495/19758/15/RestrepoNeysser_2021_EconomizadorCalderaPiroTubular.pdf)>.

Cuadrados	Las tuberías son fáciles de limpiar desde el exterior y hay poca pérdida en la presión si el líquido fluye como se quería.	 <p>Ilustración 8 Arreglo cuadrado.<sup>28</sup></p>
Triangulares		 <p>Ilustración 9 Arreglo triangular.<sup>29</sup></p>

<sup>28</sup> PYSMENYYY, YEVGEN, *et al.* Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados. [s.l.]: Editorial Reverté. ISBN 9789686708639.

<sup>29</sup> PYSMENYYY, YEVGEN, *et al.* Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados. [s.l.]: Editorial Reverté. ISBN 9789686708639.

## **5. METODOLOGÍA**

Con el propósito de desarrollar el diseño del economizador, el cual operará con biogás y se implantará en la caldera piro tubular de la PBB (Planta de beneficio bovino), se propuso una metodología compuesta por tres etapas fundamentales. En una primera fase, se lleva a cabo un diagnóstico exhaustivo de las condiciones iniciales de los equipos vinculados a la caldera, con el objetivo de determinar los parámetros y restricciones de diseño del economizador. Posteriormente, se realiza el diseño minucioso del economizador, abarcando las correspondientes memorias de cálculo y los planos esenciales para su construcción. Para culminar, se hace un análisis económico basado en CAPEX y OPEX, con la finalidad de evaluar la viabilidad de la implementación del economizador en la PBB. Este análisis económico se enfocará en indicadores que proporcionarán una perspectiva clara sobre la inversión y los costos operativos asociados al proyecto.

### **5.1. Primera etapa: Diagnóstico de las condiciones iniciales de la PBB.**

La fase inicial de este proyecto de grado se enfoca en la determinación del consumo de combustible de la caldera, prescindiendo del uso de un precalentador de agua. Adicionalmente, se llevó a cabo el análisis de la eficiencia operativa de la caldera, así como la evaluación de los costos económicos asociados a su funcionamiento.

#### **5.1.1. Obtención del consumo de gas natural en la planta**

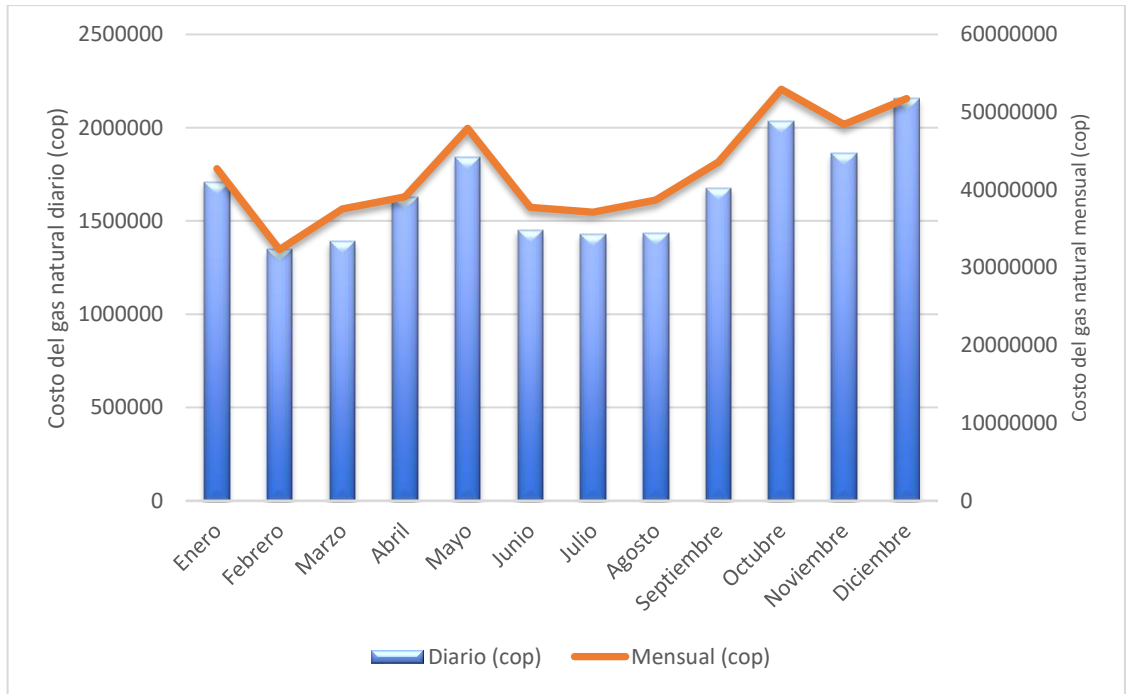
El (Cuadro 1) presenta el registro de consumo de gas en la PBB, proporcionando datos sobre el combustible utilizado por la caldera y el costo por metro cúbico de gas. Estos datos son fundamentales para estimar los costos económicos asociados al funcionamiento de la caldera. Además, (Cuadro 5) detalla los gastos relacionados con el consumo de combustible a lo largo del año 2022.

Cuadro 5. Consumo de gas natural en la PBB durante el año 2022.

MES	No. BOVINOS	CONSUMO DIARIO			CONSUMO MENSUAL		
		Consumo por bovinos (m <sup>3</sup> )	Costo por bovinos (cop/m <sup>3</sup> )	Valor Total (cop)	Consumo Total (m <sup>3</sup> )	Precio Compra (cop/m <sup>3</sup> )	Valor Total (cop)
Enero	13702	1.66	3118	1709435	22766	1877	42735879
Febrero	11503	1.67	2809	1346428	19193	1683	32314294
Marzo	14074	1.50	2666	1389831	21104	1778	37525444
Abril	12499	1.73	3128	1629233	21605	1809	39101593
Mayo	13602	2.03	3524	1843663	27588	1737	47935253
Junio	12676	1.62	2978	1452087	20478	1843	37754264
Julio	11979	1.68	3101	1428899	20151	1843	37151391
Agosto	12514	1.63	3093	1433819	20459	1892	38713133
Septiembre	12960	1.72	3365	1677380	22282	1957	43611890
Octubre	13549	1.75	3907	2036400	23738	2230	52946422
Noviembre	13218	1.74	3661	1861384	22960	2107	48396006
Diciembre	14144	1.64	3657	2155577	23149	2234	51733848
						Total	509919421

Fuente: información suministrada por el personal de administración de la PBB

Gráfica 1. Consumo de gas natural diario vs mensual de la PBB 2022.



Fuente: Elaboración propia

### 5.1.2. Cálculo de la eficiencia de la caldera.

Para estimar el cálculo de la eficiencia se deben conocer algunos datos numéricos, los cuales fueron suministrados por el personal de la PBB, y se presentan en el (Cuadro 6). Además, se determinó la eficiencia de la caldera empleando el método directo que se expresa en:

$$\eta = \frac{\dot{m}_v(h_v - h_{fe})}{m_c * PCI} * 100 \quad (\text{Ec. 1})$$

Donde:

$\dot{m}_v$ = Flujo másico de vapor producido en [kg/h].

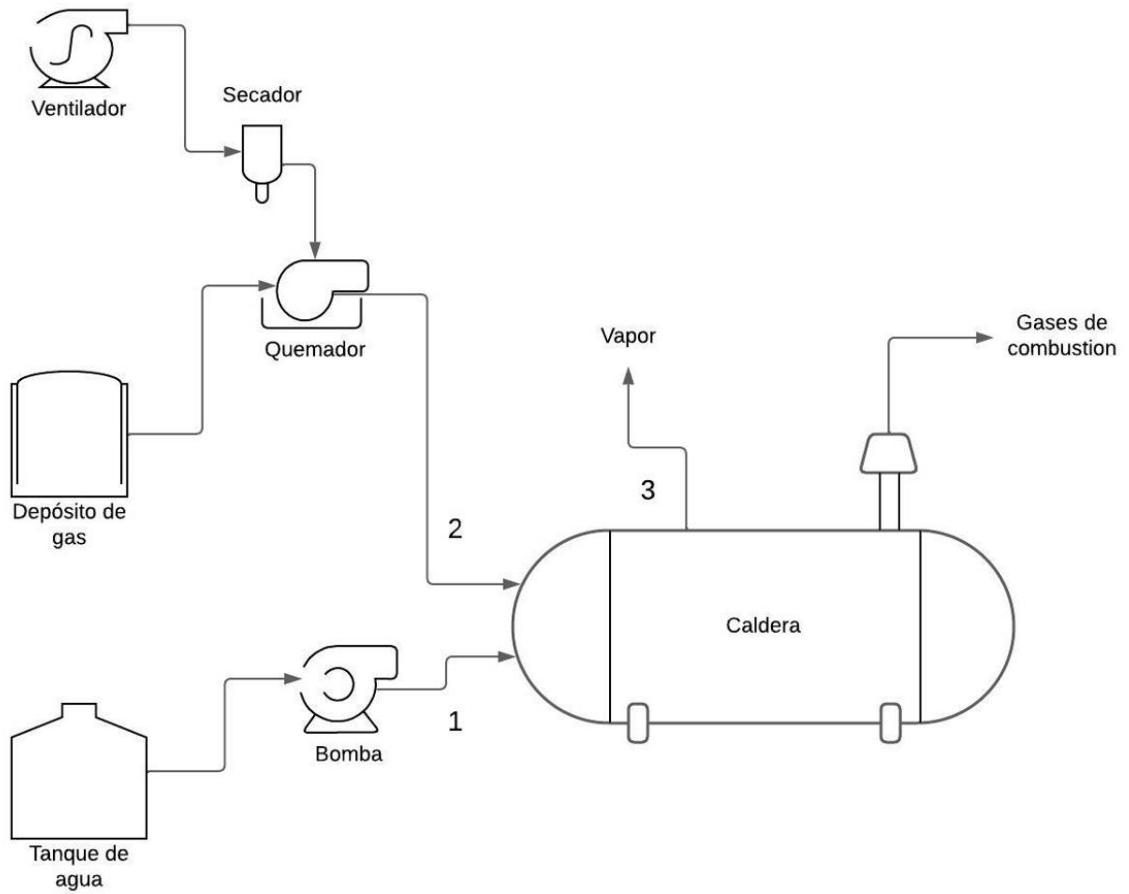
$h_v$ = Entalpía de vapor [kJ/kg].

$h_{fe}$ =Entalpía del fluido de entrada [kJ/kg].

$m_c$ = Flujo másico de combustible [kg/h].

$PCI$ =Poder calorífico inferior del combustible [kJ/kg].

Figura 2. Esquema funcionamiento caldera sin economizador.



Fuente: elaboración propia

Cuadro 6. Datos de entrada y salida de la caldera sin economizador

FLUJO	$\dot{m}$ (kg/h)	T (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	h (kJ/kg)	P (kPa)	$\dot{Q}$ (m <sup>3</sup> /h)	PCI (kJ/kg)
1	873.25	25	998	104.83	294191	0.875	-
2	75.54	25	0.737	-	-	102.51	39900
3	855.78	300	-	2971.21	294.19	-	-

Fuente: información suministrada por el personal de administración de la PBB

Donde:

$\dot{m}$ = Flujo másico

T= Temperatura

$\rho$ = Densidad

h= Entalpia

P= Presión

$\dot{Q}$ = Caudal volumétrico

PCI= Poder calorífico inferior

Utilizando la (Ec. 1) se calcula la eficiencia de la caldera utilizando el método directo.

$$\eta = \frac{m_v(h_v - h_{fe})}{m_c * PCI} * 100 = 81\%$$

### 5.1.3. Costos de combustible diario producidos por la caldera en la PBB.

En el Cuadro 5 se presentan los costos diarios de combustible en la PBB, además se evidencia que los costos diarios de combustible dependen del número de reses que procesan. Por consiguiente, se hace necesario estimar un promedio diario para luego realizar el respectivo análisis económico CAPEX/OPEX.

## **5.2. Segunda etapa: Diseño del economizador.**

### **5.2.1. Restricciones iniciales**

#### **a. Datos de la caldera.**

La caldera de la PBB cuenta con una capacidad de 150 BHP y está diseñada para operar a una presión de 150 psi, utilizando una combinación de gas licuado de petróleo (GLP) y aceite combustible para motores diésel (ACPM) como fuente de combustible. El caudal máximo de agua consumido por la caldera se establece en 7 metros cúbicos por día, y su tiempo de operación diario se extiende a 8 horas. La temperatura de entrada del agua se mantiene en condiciones cercanas a la temperatura ambiente, aproximadamente alrededor de 25°C.

#### **b. Datos del economizador.**

En el contexto específico del economizador, destinado a aprovechar la energía residual del biogás, se registran datos clave para su operación eficiente. La fuente de combustible es el biogás, con un caudal constante de 11.25 metros cúbicos por hora. La temperatura de entrada del agua se mantiene a la temperatura ambiente, alrededor de 25°C, mientras que se establece como requisito que la temperatura de salida del agua debe exceder los 40°C para garantizar una óptima transferencia térmica. Asimismo, el caudal del agua a la entrada del economizador se dimensiona cuidadosamente, debiendo ser igual o ligeramente superior al caudal de entrada de la caldera, asegurando así una coordinación eficiente entre ambos componentes del sistema térmico.

#### **c. Requerimientos no funcionales.**

Las restricciones no funcionales del sistema incluyen criterios fundamentales para su desempeño y viabilidad. En primer lugar, se espera que el sistema sea operable y seguro, garantizando un funcionamiento confiable y respetando los estándares de seguridad. Además, se busca mantener costos monetarios bajos, optimizando la eficiencia económica del proyecto. La eficiencia energética es otro aspecto crucial,

con la restricción de lograr un bajo costo energético para minimizar el impacto ambiental y mejorar la sostenibilidad. La facilidad de instalación se considera esencial para asegurar una implementación sin complicaciones. Por último, se valora un diseño estético excepcional que no solo cumpla con los requisitos funcionales, sino que también aporte una apariencia visualmente atractiva al sistema en su conjunto. Estas restricciones no funcionales reflejan un enfoque integral que abarca aspectos operativos, económicos y estéticos del proyecto.

#### **d. Restricciones globales.**

Las restricciones globales del sistema abarcan diversos aspectos que deben ser considerados para asegurar su adaptabilidad y rendimiento a lo largo del tiempo. En primer lugar, el sistema debe ser robusto frente a condiciones ambientales específicas, soportando temperaturas cercanas a los 20°C y 35°C, así como humedades relativas promedio entre el 75% y 95%, parámetros representativos de la región de Bucaramanga, Santander. Se establece como requisito fundamental que el sistema garantice su funcionamiento óptimo durante un período superior a 5 años de uso continuo. La máxima eficiencia energética es otro criterio crucial, priorizando un consumo de energía mínimo y sostenible. En cuanto a los materiales de construcción, se busca una combinación que sea respetuosa con el medio ambiente, segura y que asegure una alta calidad y durabilidad del dispositivo. Por último, se destaca la necesidad de utilizar quemadores especiales diseñados para el uso específico de biogás, garantizando así un desempeño eficaz y seguro del sistema. Estas restricciones globales reflejan una perspectiva integral que aborda consideraciones ambientales, de durabilidad y eficiencia energética.

#### **e. Restricción al diseño del economizador.**

Con el objetivo de lograr un diseño de fácil mantenimiento y operación, la PBB ha propuesto la elección de un intercambiador de calor de tubos y coraza de un solo paso por la carcasa. Esta elección se fundamenta en la simplicidad del diseño, especialmente en lo que respecta al mantenimiento, ya que con frecuencia son los

propios trabajadores de la planta quienes realizan diversas tareas de mantenimiento. En ocasiones, estos trabajadores pueden carecer de las capacitaciones específicas necesarias para realizar estas labores, por lo que la simplicidad del diseño se vuelve crucial para garantizar una gestión eficaz y segura del equipo. Además, la amplitud del espacio disponible para la instalación del intercambiador en las instalaciones de la empresa permite una flexibilidad considerable en el diseño, eliminando restricciones significativas de espacio. Esto asegura una implementación sin contratiempos y un rendimiento óptimo del intercambiador de calor en el entorno de la PBB.

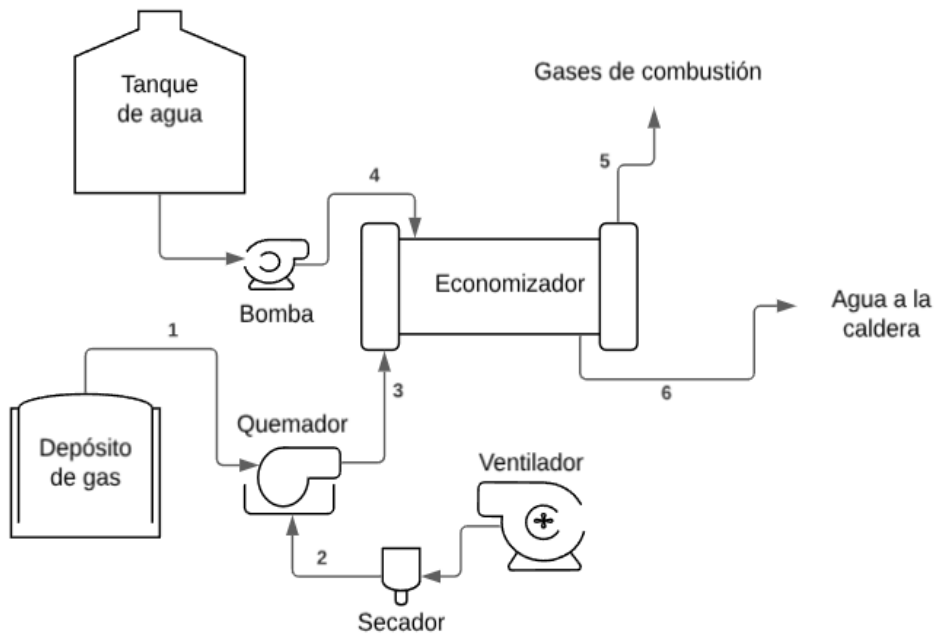
### **5.2.2. Levantamiento de datos en la PBB.**

Con el fin de recopilar la información necesaria para llevar a cabo el diseño del economizador, se efectuó una visita a la PBB, durante la cual se llevaron a cabo mediciones de los parámetros más relevantes. Además, se consultaron los datos específicos de temperatura y humedad relativa del aire en la ubicación exacta de la PBB a través de la página oficial del IDEAM<sup>30</sup>. Por consiguiente, se obtuvieron los datos de entrada que se presentan en la (Figura 3) y el (Cuadro 7), respectivamente.

Figura 3. Esquema funcionamiento del economizador.

---

<sup>30</sup> INSTITUTO DE HIDROLOGÍA, METEOROLOGÍA Y ESTUDIOS AMBIENTALES. CLIMA - IDEAM. IDEAM [página web]. Disponible en Internet: <<http://www.ideam.gov.co/web/ecosistemas/clima>>.



Fuente: Elaboración propia

Cuadro 7. Datos de entrada y salida del economizador.

FLUJO	$\dot{m}$ (kg/h)	T (°C)	P (kPa)	$\dot{Q}$ (m <sup>3</sup> /h)	RH (%)
1	13.97	25.55	-	11.25	-
2	-	25.55	-	-	80
4	873.25	25.55	294.19	0.875	-
6	873.25	-	-	-	-

Fuente: información suministrada por el personal de administración de la PBB

Donde:

$\dot{m}$ = Flujo másico

T= Temperatura

P= Presión

$\dot{Q}$ = Caudal volumétrico

RH= Humedad relativa

### 5.2.2.1. Composición y determinación del poder calorífico del biogás.

Según los resultados derivados del análisis de cromatografía realizado al biogás producido en la PBB por la Escuela de Ingeniería Química, se presenta la composición detallada en el (Cuadro 8).

Cuadro 8. Composición del biogás producido en la PBB.

Componente	Fracción volumétrica
CH4 (g)	0.600000
CO2 (g)	0.300000
O2 (g)	0.052500
CO (g)	0.000032
H2S (g)	0.000003
H2O (g)	0.048000

Fuente: Análisis cromatográfico realizado en la escuela de ingeniería química de la Universidad industrial de Santander

Posteriormente, para determinar el poder calorífico del biogás en sus distintos escenarios, se realiza el cálculo mediante un balance estequiométrico y la determinación de las entalpías de combustión utilizando la que se detalla a continuación.

$$\Delta H = \sum_{j=1}^m n_{j,R} * \dot{h}_{f,Rj}^{\circ} - \sum_{j=1}^m n_{j,P} * \dot{h}_{f,Pj}^{\circ} \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde:

$\dot{h}_{f,R}^{\circ}$ = Entalpía de formación de los reactivos [kJ/kmol].

$\dot{h}^{\circ}_{f,P}$  = Entalpía de formación de los reactivos [kJ/kmol].

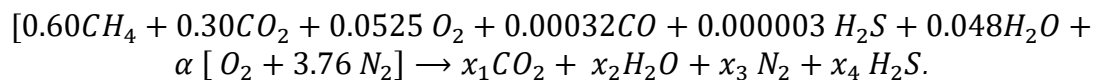
$PCI_B$  = Poder calorífico inferior del Biogás [kJ/kg].

Para obtener el poder calorífico del biogás, se sigue un procedimiento dividido en tres etapas. En primer lugar, se analiza la reacción de combustión; posteriormente, se establece la relación entre el aire y el combustible; y, finalmente, se calcula el poder calorífico específico del biogás.

### a. Reacción de combustión

Para plantear la reacción de combustión se toma la composición química del biogás. Según la literatura consultada sobre procesos de combustión<sup>31</sup> para combustibles gaseosos como el biogás se recomienda utilizar un exceso de aire del 21%, esto quiere decir que se le suministrará un 21% más de aire del teóricamente requerido para garantizar una combustión completa. Para realizar el balance de masa se asumirá que la reacción de combustión es completa y que todo el carbono e hidrógeno del combustible reacciona con el aire para formar dióxido de carbono y agua.

A continuación, se expone el análisis estequiométrico para la combustión completa con aire seco de una de las composiciones mencionadas anteriormente.



$$C \rightarrow 0.60 + 0.30 + 0.00032 = x_1$$

$$H \rightarrow 4 * 0.60 + 2 * 0.000003 + 2 * 0.048 = 2 * x_2 + 2 * x_4$$

---

<sup>31</sup> OSEJO MARTINEZ, DAVID ERNESTO. DISEÑO DE UNA CALDERA DE GENERACIÓN DE VAPOR PIRO TUBULAR DE 10 BHP EXPANDIBLE A 25 BHP MEDIANTE MÓDULOS. Bogotá: FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA, 2017. 175 p.

$$O \rightarrow 2 * 0.30 + 2 * 0.0525 + 0.00032 + 0.048 + 2 * \alpha = 2 * x_1 + x_2$$

$$N \rightarrow 2 * \alpha * 3.76 = 2 * x_3$$

$$S \rightarrow 0.000003 = x_4$$

En el (Cuadro 9) se muestran los resultados del análisis estequiométrico para combustión completa y aire seco.

Cuadro 9. Resultados del análisis estequiométrico.

REACTIVOS		PRODUCTOS	
Componente	Fracción Volumétrica	Componente	Fracción volumétrica
CH4 (g)	0.600000	CO2 (g)	0.900320
CO2 (g)	0.300000	H2O (g)	1.248000
O2 (g)	0.052500	N2 (g)	4.314660
CO (g)	0.000032	H2S (g)	0.000003
H2S (g)	0.000003		
H2O (g)	0.048000		
$\alpha$		1.15	

Fuente: elaboración propia

Como la combustión se da en un ambiente donde se presenta una humedad relativa (HR) del 80%, se debe realizar un análisis asumiendo la humedad del aire, a continuación, se presenta el procedimiento de cálculo.

i. Moles de aire seco:

$$N_{aire} = \alpha * 4.76 \quad (\text{Ec. 3})$$

Donde:

$N_{aire}$  = moles de aire seco [Kmol]

$\alpha$  = coeficiente estequiométrico.

$$N_{aire} = 1.15 * 4.76$$

$$N_{aire} = 5.46 \text{ kmol}$$

- ii. Presión de saturación del agua a 25.55 °C:

$$P_{sat @ 25.55^{\circ}C} = 3.17 \text{ kPa} \quad (\text{Tabla A-4 Libro de Cengel})$$

- iii. Presión parcial del vapor de agua:

$$P_{v,aire} = \phi_{aire} * P_{sat @ 25.55^{\circ}C} \quad (\text{Ec. 4})$$

Donde:

$P_{v,aire}$  = presión parcial del vapor de agua en el aire [kPa].

$\phi_{aire}$  = humedad relativa.

$P_{sat @ 25.55^{\circ}C}$  = presión de saturación del agua [kPa].

$$P_{v,aire} = 0.80 * 3.17 \text{ [kPa]}$$

$$P_{v,aire} = 2.52 \text{ [kPa]}$$

- iv. Moles de vapor de agua en el aire:

$$N_{v,aire} = \left( \frac{P_{v,aire}}{P_{total}} \right) * N_{total} = \left( \frac{P_{v,aire}}{P_{total}} \right) * (N_{aire} + N_{v,aire}) \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde:

$P_{v,aire}$  = presión parcial del vapor de agua en el aire [kPa].

$N_{v,aire}$  = moles de vapor de agua en el aire [kmol]

$N_{aire}$  = moles de aire seco [kmol]

$P_{total}$  = presión atmosférica [kPa]

$$N_{v,aire} = \left( \frac{2.52 \text{ kPa}}{101.33 \text{ kPa}} \right) * (5.46 \text{ kmol} + N_{v,aire})$$

$$N_{v,aire} = 0.14 \text{ kmol}$$

Una vez calculados los moles de vapor de agua presentes en el aire, se lleva a cabo un nuevo balance estequiométrico, obteniendo los datos mostrados en el (Cuadro 10).

Cuadro 10. Análisis estequiométrico para aire húmedo.

REACTIVOS		PRODUCTOS	
Componente	Fracción Volumétrica	Componente	Fracción volumétrica
CH4 (g)	0.600000	CO2 (g)	0.900032
CO2 (g)	0.300000	H2O (g)	1.387509
O2 (g)	0.052500	N2 (g)	4.314660
CO (g)	0.000032	H2S (g)	0.000003
H2S (g)	0.000003		
H2O (g)	0.187509		
α		1.15	

Fuente: elaboración propia

### b. Relación aire combustible

Es un parámetro muy importante, pues establece la cantidad de masa de aire que debe entrar a la cámara de combustión, por cada unidad de masa de combustible oxidado. Se calculó de la siguiente manera:

$$AC = \frac{\alpha * E * (N_{aire} * Mm_{aire})}{N_{biogás} * Mm_{biogás}} \quad (\text{Ec. 6})$$

Donde:

$AC$ =Relación aire combustible.

$\alpha$  = Coeficiente estequiométrico.

$E$ = Exceso de aire.

$N$ = Número de moles.

$Mm$ = Masa molecular.

$$AC = \frac{1.15 * 1.21 * (4.76 * 28.97 \left[\frac{kg}{kmol}\right])}{1 * 25.37 \left[\frac{kg}{kmol}\right]}$$

$$AC = 7.55 \frac{kg_{aire}}{kg_{biogás}}$$

### c. Cálculo del poder calorífico

Luego de realizar el análisis estequiométrico para el combustible y reduciendo la (Ec. 2), se tiene la ecuación mostrada a continuación.

$$PCI_B = [0.6 * h_{f,CH_4}^{\circ} + 0.3 * h_{f,CO_2}^{\circ} + 0.00032 * h_{f,CO}^{\circ} + 0.202647 * h_{f,H_2O+}^{\circ}] - [0.900032 * h_{f,CO_2}^{\circ} + 1.387509 * h_{f,H_2O}^{\circ}]$$

Para expresar el  $PCI_B$  en kJ/kg, se tiene:

$$PCI_B = \frac{[0.6 * h_{f,CH_4}^{\circ} + 0.3 * h_{f,CO_2}^{\circ} + 0.00032 * h_{f,CO}^{\circ} + 0.187509 * h_{f,H_2O+}^{\circ}] - [0.900032 * h_{f,CO_2}^{\circ} + 1.387509 * h_{f,H_2O}^{\circ}]}{Mm_B}$$

Donde:

$Mm_B$  = Masa molar del biogás [kg/kmol].

A continuación, se presentan los resultados obtenidos del procedimiento y el cálculo del poder calorífico del biogás producido en la PBB.

Cuadro 11. Masa molar del biogás

COMPONENTE	FRACCIÓN VOLUMÉTRICA	PM	MM
CH4 (g)	0.600000	16.04	9.62
CO2 (g)	0.300000	44.01	13.20
O2 (g)	0.052500	31.99	1.68
CO (g)	0.000032	28.01	0.01
H2S (g)	0.000003	34.08	0.02E-04
H2O (g)	0.048000	18.02	0.86
		Mmb	25.37

Fuente: elaboración propia

Cuadro 12. Entalpías de formación.

REACTIVOS			PRODUCTOS		
Componente	Fracción volumétrica	$\Delta H^{\circ}f$ [kJ/Kmol]	Componente	Fracción volumétrica	$\Delta H^{\circ}f$ [kJ/Kmol]
CH4 (g)	0.600000	-74800	CO2	0.900032	-393.5
CO2 (g)	0.300000	-393500	H2O	1.387509	-241.6
CO (g)	0.000032	-110400			
H2O (g)	0.187509	-241600			

Fuente: elaboración propia

Cálculo del poder calorífico del biogás producido en la PBB:

$$PCI_B = \sum_{j=1}^m n_{j,R} * h_{f,Rj}^{\circ} - \sum_{j=1}^m n_{j,P} * h_{f,Pj}^{\circ}$$

$$PCI_B = 207546.27 [kJ/kmol]$$

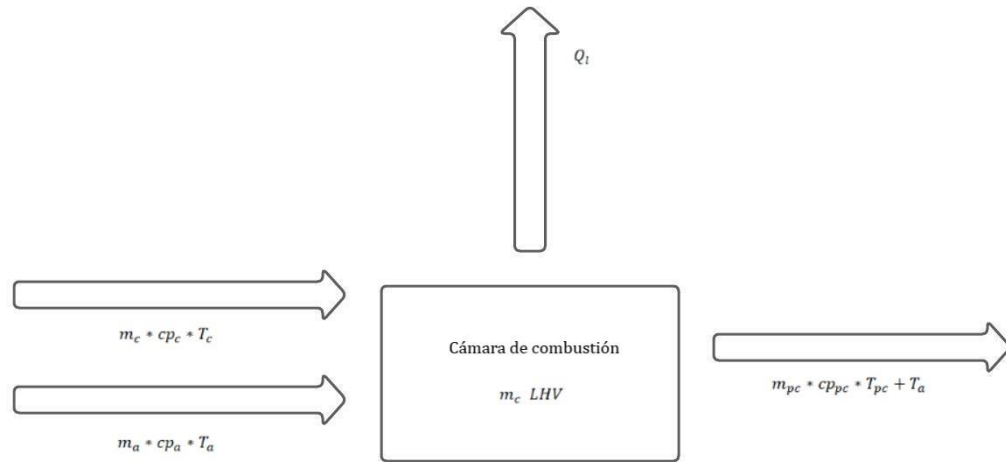
$$PCI_B = \frac{\sum_{j=1}^m n_{j,R} * \dot{h}^{\circ}_{f,Rj} - \sum_{j=1}^m n_{j,P} * \dot{h}^{\circ}_{f,Pj}}{Mm_B}$$

$$PCI_B = 8179.99 [kJ/kg]$$

### 5.2.2.2. Temperatura de llama adiabática

Después de identificar todos los flujos másicos dentro del economizador, se procedió a determinar la temperatura teórica de la llama, también conocida como temperatura de llama adiabática. Con el objetivo de establecer los límites operativos adiabáticos del equipo, se formuló un sistema termodinámico, el cual se ilustra en la (Figura 4).

Figura 4. Sistema termodinámico para el cálculo de la temperatura de flama adiabática



Fuente: elaboración propia

En la cámara de combustión, el aire y el combustible ingresan a temperatura ambiente, mientras que los productos de combustión salen a la temperatura de la llama. Dado que no hay transferencia de calor hacia afuera ni hacia adentro a través de las paredes de la cámara de combustión, y considerando que se libera energía durante el proceso, al realizar un balance de energía, se obtiene la siguiente expresión:

$$E_i + E_g = E_f + Q_l$$

$$\dot{m}_b * cp_b * T_b + \dot{m}_a * cp_a * T_a + \dot{m}_b * PCI_b = \dot{m}_{pc} * cp_{pc} * T_{pc} + Q_l$$

$$T_{pc} = \frac{\dot{m}_b * (cp_b * T_b + PCI_b) + \dot{m}_a * cp_a * T_a}{\dot{m}_{pc} * cp_{pc}} \quad (\text{Ec. 7})$$

Donde  $Cpb$ ,  $Cpa$ ,  $Cppc$  corresponden los calores específicos del biogás, aire, y productos de combustión respectivamente y  $Tb$ ,  $Ta$ ,  $Tpc$  corresponden a las temperaturas de los diferentes fluidos.

A continuación, en el (Cuadro 13) y el (Cuadro 14) se presentan los valores de los calores específicos del biogás, el aire y los productos de la combustión respectivamente, para los productos de combustión se presenta el  $C_{ppc}$  después de haber realizado un proceso de interacción a temperatura media. Estos datos se derivaron de las tablas de propiedades termodinámicas.

Cuadro 13. Calor específico del Biogás.

COMPONENTE	FRACCIÓN VOLUMÉTRICA	$X_i$	CP [kJ/kg °C]
CH <sub>4</sub> (g)	0.600000	0.526296	2.23
CO <sub>2</sub> (g)	0.300000	0.263148	0.85
O <sub>2</sub> (g)	0.052500	0.046051	0.92
CO (g)	0.000032	0.000028	1.04
H <sub>2</sub> S (g)	0.000003	0.000003	1.01
H <sub>2</sub> O (g)	0.187509	0.164475	4.18
	1.140044		

CPb [kJ/kg °C]	2.12
CPa [kJ/kg °C]	1.01

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 14. Calor específico de los productos de combustión.

COMPONENTE	FRACCIÓN VOLUMÉTRICA	$X_i$	CP [kJ/kg °C]
CO <sub>2</sub> (g)	0.900032	0.1363230	1.15

H2O (g)	1.387509	0.2101584	2.12
N2 (g)	4.314660	0.6535182	1.11
H2S (g)	0.000003	0.0000005	1.01
	6.602204		

CPpc [kJ/kg °C]	1.33
-----------------	------

Fuente: Elaboración propia

Para hallar el flujo másico del aire se tiene:

$$\dot{m}_a = AC * \dot{m}_b \quad (\text{Ec. 8})$$

$$\dot{m}_a = 7.55 \frac{kg_{aire}}{kg_{biogás}} * 13.97 \frac{kg_{biogás}}{h}$$

$$\dot{m}_a = 105.41 \frac{kg_{aire}}{h}$$

Para calcular el flujo másico de los gases de combustión se empleó la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{pc} = \dot{m}_b + \dot{m}_a$$

$$\dot{m}_{pc} = 13.97 \frac{kg_{aire}}{h} + 105.41 \frac{kg_{aire}}{h}$$

$$\dot{m}_{pc} = 119.38 \frac{kg_{aire}}{h}$$

Finalmente, empleando la (Ec. 7) y utilizando los valores previamente determinados, se procede al cálculo de la temperatura de llama adiabática de los productos de combustión.

$T_{pc}$

$$= \frac{13.97 \frac{kg}{h} * \left( 2.12 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} * 25.55^\circ C + 8179.99 \frac{kJ}{kg} \right) + 105.41 \frac{kg}{h} * 1.01 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} * 25.55^\circ C}{119.38 \frac{kg}{h} * 1.33 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}}$$

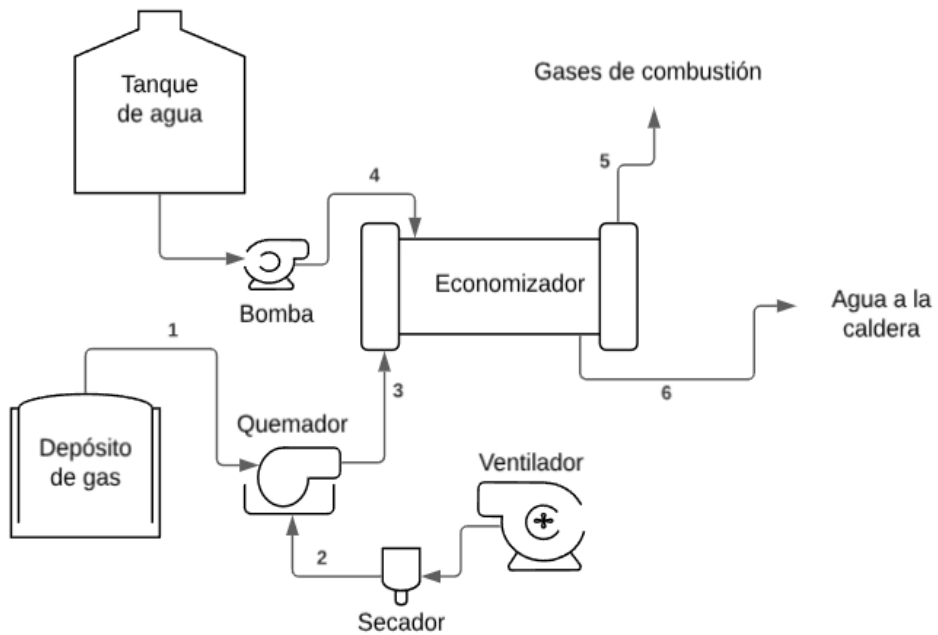
$$T_{pc} = 741.05 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

### **5.2.2.3. Cálculo de la temperatura del agua a la salida del economizador.**

El aporte de calor necesario para elevar la temperatura del agua al nivel deseado será proporcionado por los gases de combustión del biogás. Esta conclusión se basa en un análisis exhaustivo del balance térmico del sistema. A continuación, en la (Figura 5), se presenta un esquema que detalla este balance térmico. Además, en el (Cuadro 15) se muestran los valores numéricos de cada corriente, los cuales serán fundamentales para calcular la temperatura del agua a la salida del economizador.

Es importante destacar que, para llevar a cabo el balance energético, es necesario establecer la temperatura final con la que deben salir los gases de combustión la cual se fijó en 150 °C, de acuerdo con la normativa colombiana establecida en la Resolución 909 de 2008. Esta resolución define los estándares de emisión admisibles de contaminantes a la atmósfera por fuentes fijas y establece que la temperatura de los gases de chimenea no debe exceder los 200 °C. No obstante, se permiten temperaturas mayores en casos particulares, como en hornos de fabricación de productos de cerámica refractaria y no refractaria, donde los hornos continuos tienen una temperatura permitida de 180 °C y los hornos discontinuos de 250 °C. Además, para incineradores de residuos hospitalarios y peligrosos, se permite una temperatura de hasta 850 °C.

Figura 5. Ejemplificación funcionamiento del economizador.



Fuente: elaboración propia

Cuadro 15. Datos de entrada y salida del Economizador.

FLUJO	$\dot{m}$ (kg/h)	T (°C)	$C_p$ (kJ/kg °C)
3	119.38	741.05	1.67
4	873.25	25	4.18
5	-	150	-
6	873.25	-	-

Fuente: elaboración propia

Donde:

$\dot{m}$ = Flujo másico

T= Temperatura

$C_p$ = Calor específico

Al calcular la temperatura de salida de agua en el economizador se debe hallar el calor disponible en los gases de combustión:

$$Q_{disponible} = \dot{m}_3 * Cp_3 * (T_3 - T_5) \quad (\text{Ec. 9})$$

$$Q_{disponible} = 119.38 \frac{kg}{h} * 1.67 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} (741.05^{\circ}C - 150^{\circ}C)$$

$$Q_{disponible} = 118092.54 \frac{kJ}{h}$$

Luego de haber obtenido el calor disponible en los gases de combustión, se asume que dicho calor será transferido al agua, por lo tanto, se procede a calcular la temperatura de salida del agua:

$$Q_{transferido} = \dot{m}_4 * Cp_4 * (T_6 - T_4) \quad (\text{Ec. 10})$$

Como el calor disponible en los gases de combustión será transferido al agua, se tiene:

$$Q_{disponible} = Q_{transferido}$$

Ahora, despejando la temperatura de salida del agua de la formula se obtiene lo siguiente:

$$T_6 = T_4 + \frac{Q_{transferido}}{\dot{m}_4 * Cp_4}$$

$$T_6 = 25.55^{\circ}C + \frac{118092.54 \frac{kJ}{h}}{873.25 \frac{kg}{h} * 4.18 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}}$$

$$T_6 = 57.90^{\circ}C$$

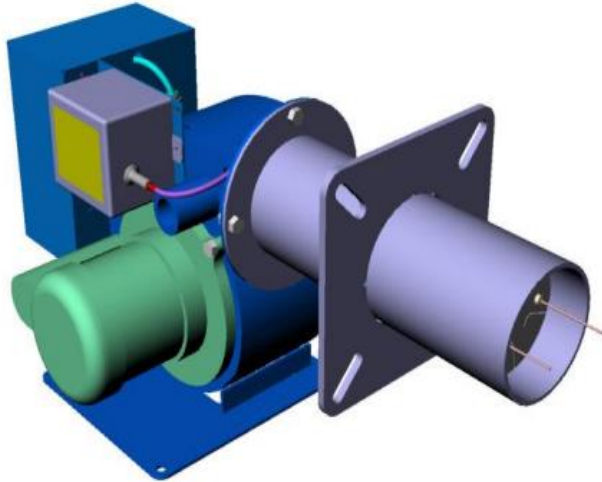
### **5.2.3. Selección del quemador de biogás.**

Después de calcular el calor teórico máximo suministrado por el biogás, es esencial elegir un quemador adecuado para la combustión. A continuación, se presentan cuatro tipos de quemadores de gas natural actualmente disponibles en el mercado colombiano, que han demostrado ser eficaces para la quema de biogás. Posteriormente, se presenta la matriz de selección empleada para identificar el quemador más idóneo económicamente que a su vez satisfaga las necesidades específicas del proyecto.

#### **a. QUEMADOR QH-120**

Es un equipo desarrollado por la empresa Gas y Gas S.A.S de Medellín que puede operar con cualquier tipo de gas. Puede alcanzar a una potencia máxima de 150.000 BTU a una eficiencia del 85%. Posee un controlador de llama y es totalmente automático, con lo cual no hay pérdidas de combustible.

Figura 6. Quemador QH-120.



Fuente: <https://www.gasygasmed.com/><sup>32</sup>

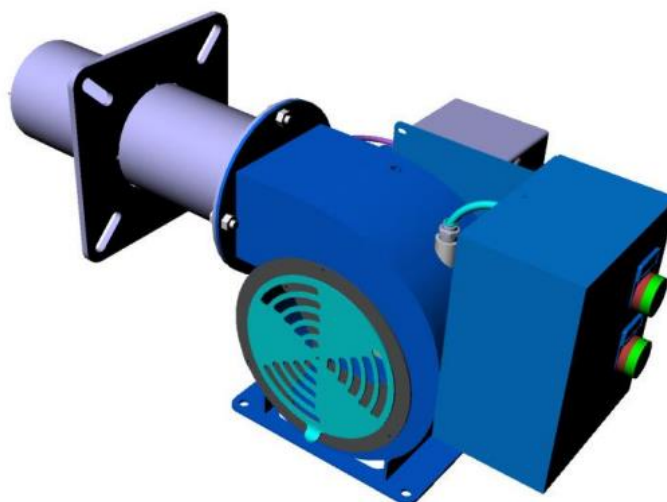
#### **b. QUEMADOR QH-200**

Es un quemador con una potencia térmica equivalente a 200.000 BTU. Este artefacto es controlado electrónicamente para ser fácil de usar y ser instalado. Sus características técnicas lo hacen ideal para ser utilizado por largos periodos de tiempo.

Figura 7. Quemador QH-200.

---

<sup>32</sup> GAS Y GAS S.A.S. Calderas de gas medellin. Gas y Gas Medellin [página web]. Disponible en Internet: <<https://www.gasygasmed.com/>>.



Fuente: Gas y Gas S.A.S.<sup>33</sup>

### **c. QUEMADOR P250AF**

Quemador industrial Wayne P250. combustible gas propano, natural o biogás; con inmensas aplicaciones en hornos; y pequeñas y medianas calderas. Con un rango de cocción de 50,000 – 250,000 Btu / hora, El P250AF es perfecto para aplicaciones residenciales e industriales. Un esparcidor de llama ajustable permite adaptar la forma de la llama a la cámara de combustión, haciendo que este quemador sea extremadamente flexible y versátil.

El P250AF, elaborado con una estructura de aluminio fundido que garantiza la alineación exacta de sus componentes, incorpora una brida de montaje universal que se adapta a diversas aplicaciones. Su Venturi de hierro fundido garantiza una óptima combinación de gas y aire, logrando una eficiencia y control excepcionales. En contraste con los quemadores atmosféricos, puede alcanzar una eficiencia hasta un 30% mayor.

---

<sup>33</sup> GAS Y GAS S.A.S. Calderas de gas medellin. Gas y Gas Medellin [página web]. Disponible en Internet: <<https://www.gasygasmed.com/>>.

Figura 8. Quemador P250AF.



Fuente: Exhibir <sup>34</sup>

#### **d. QUEMADOR MAX GAS 40P**

El quemador Max Gas 40 P, elaborado por la marca Ecoflam, es un aparato de dosificación desarrollado para funcionar con gas natural y biogás de digestores. Desarrollado en una sola etapa individual, garantiza una alta eficiencia y la liberación de energía controlada. Las emisiones son bajas, lo que confirma la preocupación del equipo con el medio ambiente.

Además, la eficiencia del quemador también se fortalece por la efectiva combustión, la cual se promueve por la distribución homogénea del aire a lo largo del tiempo de esta. Finalmente, la instalación del producto también se simplifica por la brida universal, por lo que el producto puede ser implementado accesiblemente sin problemas. Concluyendo, el quemador del gas Max Gas 40 P es versátil y también

---

<sup>34</sup> EXHIBIR EQUIPOS. Quemador a gas WAYNE 250.000 BTU P250AF - Exhibir Equipos. Exhibir [página web]. Disponible en Internet: <<https://exhibirequipos.com/producto/quemador-wayne-gas-p250af/>>.

muy ecoeficiente, ofreciendo soluciones económicas integradas en varias áreas industriales.

Figura 9. Quemador MAX GAS 40P.



Fuente: Ecoflam<sup>35</sup>

#### 5.2.3.1. Matriz de selección del quemador de biogás.

Para desarrollar la matriz de selección del quemador, se identificaron criterios clave como potencia, eficiencia, tipo de combustible, diámetro del cañón, potencia del ventilador y costo. Cada uno de estos criterios ha sido cuidadosamente ponderado para reflejar su relevancia en el proceso de selección. Por ejemplo, se asignó un peso más significativo a la eficiencia cuando se consideró crítica en comparación con el diámetro del cañón. Posteriormente, se evaluaron todos los modelos utilizando una escala del 1 al 5, donde 1 denota un rendimiento bajo y 5 un rendimiento alto, para cada uno de los criterios establecidos. Estas evaluaciones se

---

<sup>35</sup> ECOFLAM. Gama de Productos. Ecoflam [página web]. Disponible en Internet: <<https://www.ecoflam-burners.com/int/es/range/gas/38/maxgas/1/gas/1800/max-gas-40-p>>.

basaron en las especificaciones técnicas detalladas de cada modelo, asegurando una comparación precisa y fundamentada.

En la fase final del proceso, se llevó a cabo la multiplicación de las calificaciones obtenidas por los respectivos pesos asignados a cada criterio, y se sumaron estos resultados para cada modelo. La suma total representó una puntuación general, facilitando así la identificación del modelo con el puntaje más alto.

Como consecuencia de este enfoque metodológico, se tomó la decisión de seleccionar el modelo con la puntuación más alta. Este método asegura una elección informada y alineada con las prioridades específicas establecidas en la ponderación cuidadosa de los criterios, proporcionando una solución acorde con los objetivos de selección.

A continuación, en el Cuadro 16 se presenta la matriz de selección, la cual claramente muestra que el quemador MAX GAS 40P obtuvo la puntuación más destacada. En consecuencia, se ha tomado la decisión de utilizar el quemador MAX GAS 40P en el presente trabajo. Esta elección se fundamenta en la meticulosa evaluación de los criterios establecidos, confirmando que este quemador cumple de manera óptima con los requisitos y prioridades específicos delineados en el proceso de selección.

Cuadro 16. Matriz de selección del quemador.

<b>CRITERIOS</b>	<b>PONDERACIÓN</b>
POTENCIA [kW/h]	4
EFICIENCIA [%]	5
TIPO DE COMBUSTIBLE	4
DIAMETRO DEL CAÑÓN [mm]	3
POTENCIA DEL VENTILADOR [HP]	3
COSTO [\$]	5

<b>QUEMADOR QH-120</b>		<b>QUEMADOR QH-200</b>	
<b>Especificación</b>	<b>Ponderado</b>	<b>Especificación</b>	<b>Ponderado</b>

15-40	4	15-59	4
0.85	5	0.85	5
GLP-GN-BIOGÁS	4	GLP-GN-BIOGÁS	4
90	3	90	3
1/8	3	1/4	3
1100	4	1200	3
TOTAL	95	TOTAL	90

QUEMADOR P250AF		QUEMADOR MAX GAS 40P	
Especificación	Ponderado	Especificación	Ponderado
15-73	4	17-48	4
0.8	4	0.85	5
GN-BIOGÁS	4	GLP-GN-BIOGÁS	4
203	2	89	3
1/4	3	1/10	3
1190	3	1020	5
TOTAL	82	TOTAL	100

Fuente: Elaboración propia

#### 5.2.4. Diseño térmico del economizador.

##### 5.2.4.1. Especificaciones iniciales.

###### a. Ubicación del fluido

La determinación de la ubicación de los fluidos se fundamentó en el (Cuadro 17), el cual especifica ciertos criterios para la disposición de estos. En consecuencia, se decidió que los gases de combustión, al ser un fluido incrustante y presentar la temperatura más elevada, circularán a través de los tubos, mientras que el agua lo hará por la coraza.

Cuadro 17. Criterios de disposición de los fluidos.

LUIDO POR EL LADO DE LOS TUBOS	FLUIDO POR EL LADO DE LA CARCASA
Fluido corrosivo	Más viscoso
Agua de refrigeración	Fluido con $\Delta T > 100$ °F
Fluido incrustante	Limpio
Fluido peligroso	Menor caudal
Corriente de mayor presión	Evaporación de fluidos
Fluido más caliente	Fluidos de condensación
Gases de combustión	
Agua	

Fuente: Process Heat Transfer and Principles and Applications<sup>36</sup>

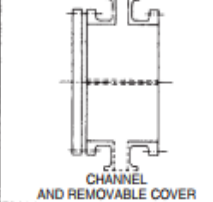
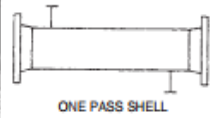
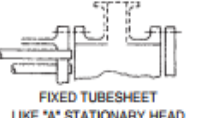
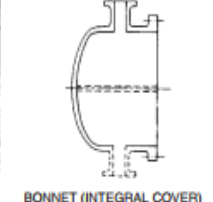
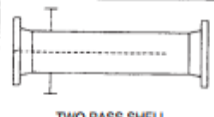
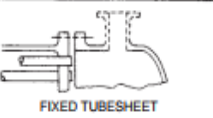
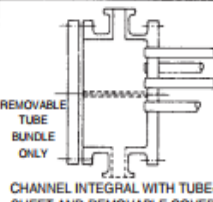


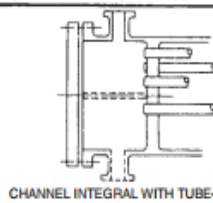


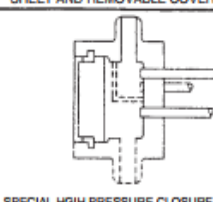
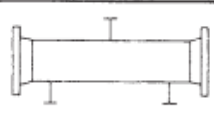
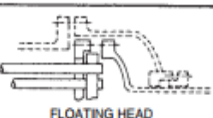
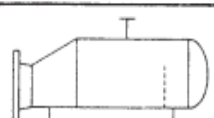
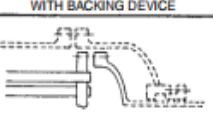



**b. Selección del tipo de coraza y cabezal.**

Dado que se ha puesto especial énfasis en los requisitos previamente mencionados para lograr un diseño de fácil mantenimiento, a pesar de la presencia prevista de gases de combustión que circularán por los tubos y que tienden a generar acumulación de residuos, se ha decidido elegir una coraza de tipo E y un cabezal de tipo B, según se indica en la (Figura 10).

Figura 10. Tipos de cabezal y coraza.

---

<sup>36</sup> SERTH, Robert W. y LESTINA, Thomas G. Process Heat Transfer Principles, Applications and Rules of Thumb. 2ª ed. [s.l.]: Institution of Chemical Engineers.

	FRONT END STATIONARY HEAD TYPES	SHELL TYPES	REAR END HEAD TYPES
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E  ONE PASS SHELL	L  FIXED TUBESHEET LIKE 'A' STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F  TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M  FIXED TUBESHEET LIKE 'B' STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	G  SPLIT FLOW	N  FIXED TUBESHEET LIKE 'N' STATIONARY HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	H  DOUBLE SPLIT FLOW	P  OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J  DIVIDED FLOW	S  FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K  KETTLE TYPE REBOILER	T  PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X  CROSS FLOW	U  U-TUBE BUNDLE
			W  EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBE SHEET

Fuente: Designation for Shell-and-tube exchangers.<sup>37</sup>

### c. Selección del diámetro de los tubos.

<sup>37</sup> TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. [s.l.]: [s.n.], 2007.

Cuadro 18. Reglas heurísticas para intercambiadores.

DIÁMETRO (PULG.)	HEURÍSTICA
3/8 y 3/4	Económicos
1/4	Fluidos limpios
3/4	Limpieza mecánica
1	Se espera incrustación
1 1/2 y 2	Vaporizadores y condensadores

Fuente: Elaboración propia

Siguiendo las reglas heurísticas para intercambiadores y aprovechando las pautas de la norma TEMA, se ha decidido seleccionar un diámetro para los tubos de 1 pulgada. Esta elección se sustenta en la anticipación de incrustaciones debido a los gases de combustión. Además, de acuerdo con las especificaciones del TEMA (RCB-2.1 y RCB-2.2)<sup>38</sup>, los tubos utilizados en equipos de transferencia de calor deben ser calibrados e identificados mediante la nomenclatura BWG (Birmingham Wire Gage).

Además, se elige un BWG intermedio de 14 y se procede a determinar la geometría de los tubos utilizando el (Cuadro 19).

Cuadro 19. Dimensiones de los tubos del intercambiador de calor.

---

<sup>38</sup> TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. [s.l.]: [s.n.], 2007.

Tube OD (in.)	BWG	Tube ID <sup>a</sup> (in.)	Internal area <sup>b</sup> (in. <sup>2</sup> )	External surface per foot length <sup>c</sup> (ft <sup>2</sup> /ft)	OD ID
1/2	16	0.370	0.1075	0.1309	1.351
	18	0.402	0.1269	0.1309	1.244
	20	0.430	0.1452	0.1309	1.163
	22	0.444	0.1548	0.1309	1.126
5/8	12	0.407	0.1301	0.1636	1.536
	13	0.435	0.1486	0.1636	1.437
	14	0.459	0.1655	0.1636	1.362
	15	0.481	0.1817	0.1636	1.299
	16	0.495	0.1924	0.1636	1.263
	17	0.509	0.2035	0.1636	1.228
	18	0.527	0.2181	0.1636	1.186
	19	0.541	0.2299	0.1636	1.155
	20	0.555	0.2419	0.1636	1.126
	3/4	10	0.482	0.1825	0.1963
11		0.510	0.2043	0.1963	1.471
12		0.532	0.2223	0.1963	1.410
13		0.560	0.2463	0.1963	1.339
14		0.584	0.2679	0.1963	1.284
15		0.606	0.2884	0.1963	1.238
16		0.620	0.3019	0.1963	1.210
17		0.634	0.3157	0.1963	1.183
18		0.652	0.3339	0.1963	1.150
20		0.680	0.3632	0.1963	1.103
7/8	10	0.607	0.2894	0.2291	1.442
	11	0.635	0.3167	0.2291	1.378
	12	0.657	0.3390	0.2291	1.332
	13	0.685	0.3685	0.2291	1.277
	14	0.709	0.3948	0.2291	1.234
	15	0.731	0.4197	0.2291	1.197
	16	0.745	0.4359	0.2291	1.174
	17	0.759	0.4525	0.2291	1.153
	18	0.777	0.4742	0.2291	1.126
	20	0.805	0.5090	0.2291	1.087
1.0	8	0.670	0.3526	0.2618	1.493
	10	0.732	0.4208	0.2618	1.366
	11	0.760	0.4536	0.2618	1.316
	12	0.782	0.4803	0.2618	1.279
	13	0.810	0.5153	0.2618	1.235
	14	0.834	0.5463	0.2618	1.199
	15	0.856	0.5755	0.2618	1.168
	16	0.870	0.5945	0.2618	1.149
	18	0.902	0.6390	0.2618	1.109
	20	0.930	0.6793	0.2618	1.075

Fuente: Tabla B1 del libro Process Heat Transfer and Principles and Applications.<sup>39</sup>

<sup>39</sup> SERTH, Robert W. y LESTINA, Thomas G. Process Heat Transfer Principles, Applications and Rules of Thumb. 2<sup>a</sup> ed. [s.l.]: Institution of Chemical Engineers.

Entre las longitudes más comúnmente utilizadas y recomendadas por TEMA<sup>40</sup> se encuentran 98, 120, 144, 192 y 240 pulgadas. Para este caso en particular, se decide utilizar tubos de 98 pulgadas. Sin embargo, para evitar un diseño excesivamente alargado, se ha tomado la decisión de cortar los tubos por la mitad, resultando en una longitud final del intercambiador de 49 pulgadas.

**d. Disposición del tubo.**

La aplicación de las heurísticas sugiere que, al tener un tubo de una pulgada, se debe emplear un paso de tubo de 1 1/4 en cualquiera de los dos arreglos posibles. En consecuencia, se ha optado por elegir un arreglo triangular con un paso de 1 1/4 de pulgada.

Cuadro 20. Reglas heurísticas para intercambiadores.

DISPOSICIÓN	$D_{ext}$ TUBO [pulg]	PASO DEL TUBO
Cuadrado	3/4	1
Cuadrado	1	1 1/4
Triangular	3/4	15/13
Triangular	3/4	1
Triangular	1	1 1/4

Fuente: Elaboración propia.

**e. Deflectores.**

Son quienes mantienen los tubos en la posición adecuada de montaje y previenen las vibraciones de los tubos, además dirigen el flujo de fluido que circula por la coraza obligándoles a bañar el exterior de los tubos. En los deflectores de corte simple se utilizan cortes del 20 al 25 % de su área pues según la experiencia de los fabricantes en estas condiciones es donde se obtienen mejores relaciones entre el coeficiente de convección y la pérdida de cargas.

---

<sup>40</sup> TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. [s.l.]: [s.n.], 2007.

Las normas TEMA establecen como debe ser el espaciamiento entre deflectores. Este debe ser si es posible uniforme a lo largo de la coraza, existiendo un espacio mínimo y otro máximo. La no uniformidad en la separación entre deflectores produce una reducción en el coeficiente de convección. El espaciado mínimo es el valor mayor entre los tres valores siguientes:

$$2'' \text{ o } 5.08 \text{ cm} \qquad 0.2 d_s \qquad 1.1 D_0$$

Para este diseño, se asumió como un porcentaje de corte de 0.20% y un espaciamiento entre deflectores de  $0.2 d_s$  ya que es el mayor valor de los tres casos.

#### **f. Materiales de construcción.**

Según la norma TEMA<sup>41</sup>, para intercambiadores utilizados en aplicaciones comerciales o de clase C, se recomienda el uso de materiales como aceros al carbono y aleaciones. En este caso, se decidió emplear acero al carbono en forma de tubo cédula 80 para la coraza. Además, el material más adecuado para los deflectores es el acero SA-36, debido a su conductividad térmica de  $41 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ , que no afecta la transferencia de calor en el equipo.

En concordancia con las recomendaciones de TEMA, para los tubos se opta por usar acero al carbón sa 36, ya que existe una alta probabilidad de ensuciamiento y corrosión en los tubos.

#### **g. Propiedades físicas de los fluidos.**

---

<sup>41</sup> TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. [s.l.]: [s.n.], 2007.

Cuadro 21. Propiedades físicas de los productos de combustión a temperatura media.

Componente	Fracción Volumétrica	$X_i$	CP [kJ/kg °C]	Ki [W/m °C]	u [kg/m s]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]
CO2	0.90032	0.1363230	1.147	0.051	0.0000324	0.7155000
H2O	1.387.509	0.2101585	2.122	0.064	0.0000265	0.2929000
N2	4.314.660	0.6535185	1.115	0.053	0.0000331	0.4555000

$T_3$ [°C]	741.05
$T_m$ [°C]	445.52
$T_5$ [°C]	150.00

CP [kJ/kg °C]	1.3310000
Ki [W/m °C]	0.0550000
u [kg/m s]	0.0000316
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0.4567700

Fuente: Tomadas de las tablas de termodinámica de Yugus A. Cengel.<sup>42</sup>

Cuadro 22. Propiedades físicas del agua a temperatura media

$T_4$ [°C]	25.55
$T_m$ [°C]	41.73
$T_6$ [°C]	57.90

CP [kJ/kg °C]	4.178
Ki [W/m °C]	0.627
u [kg/m s]	0.001
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0.993

Fuente: Tomadas de las tablas de termodinámica de Yugus A. Cengel.<sup>43</sup>

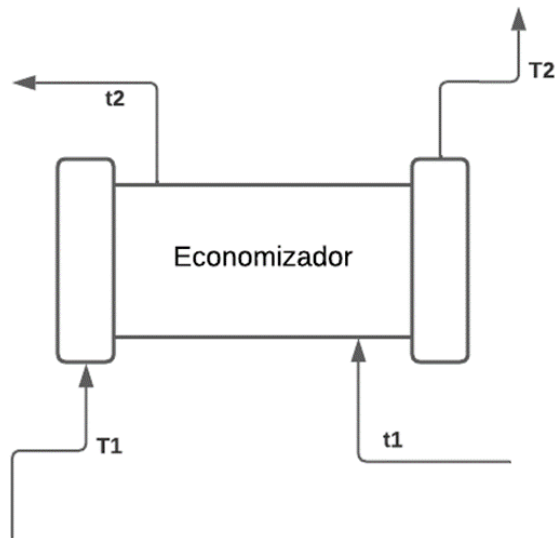
#### 5.2.4.2. Ecuaciones básicas de diseño.

##### f. Balance de energía.

<sup>42</sup> CENGEL, Yunus A. TERMODINAMICA. 7th ed. [s.l.]: McGrawHill, 2012.

<sup>43</sup> CENGEL, Yunus A. TERMODINAMICA. 7th ed. [s.l.]: McGrawHill, 2012.

Figura 11. Esquema del balance de energía.



Fuente: Elaboración propia.

Fluido frío  $Q = \dot{m}_{agua} * cp_{agua}(t_2 - t_1)$

Fluido caliente  $Q = \dot{m}_{pc} * cp_{pc}(T_1 - T_2)$

**g. Cálculo del LMTD (En contraflujo)**

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (\text{Ec. 11})$$

$$LMTD = \frac{(741.05 \text{ } ^\circ\text{C} - 57.90 \text{ } ^\circ\text{C}) - (150 \text{ } ^\circ\text{C} - 25.55 \text{ } ^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{741.05 \text{ } ^\circ\text{C} - 57.90 \text{ } ^\circ\text{C}}{150 \text{ } ^\circ\text{C} - 25.55 \text{ } ^\circ\text{C}}\right)}$$

$$LMTD = 328.10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### h. Cálculo del factor de corrección (f)

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (\text{Ec. 12})$$

$$R = \frac{741.05^\circ\text{C} - 150^\circ\text{C}}{57.90^\circ\text{C} - 25.55^\circ\text{C}} = 18.27$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{Ec. 13})$$

$$P = \frac{57.90^\circ\text{C} - 25.55^\circ\text{C}}{741.05^\circ\text{C} - 25.55^\circ\text{C}} = 0.05$$

Para determinar el factor de corrección f, se opta por calcularlo utilizando la correlación completa de la fórmula, ofreciendo dos alternativas:

Si,  $R = 1$  tenemos:

$$f = \frac{s\sqrt{2}}{(1-s)\ln\left[\frac{2-s(2-\sqrt{2})}{2-s(2+\sqrt{2})}\right]} \quad (\text{Ec. 14})$$

Donde:

$$s = \frac{P}{N - (N - 1)P}$$

Y N es el número de veces que el fluido pasa por la coraza.

Si,  $R \neq 1$  se tiene:

$$f = \frac{\sqrt{R^2+1} \ln\left(\frac{1-S}{1-RS}\right)}{(R-1) \ln\left[\frac{2-s(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-s(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right]} \quad (\text{Ec. 15})$$

Donde:

$$s = \left(\frac{\alpha - 1}{\alpha - R}\right)$$

$$\alpha = \left(\frac{1 - RP}{1 - P}\right)^{\frac{1}{N}}$$

Puesto que  $R \neq 1$  y asumiendo que el agua a precalentar solo pasa una vez por la coraza, se tiene:

$$\alpha = \left[\frac{1 - (18.27)(0.05)}{1 - 0.05}\right]^{1/1} = 0.18$$

$$s = \left(\frac{0.18 - 1}{0.18 - 18.27}\right) = 0.05$$

$$f = \frac{\sqrt{18.27^2 + 1} \ln\left[\frac{1 - 0.05}{1 - (18.27)(0.05)}\right]}{(18.27 - 1) \ln\left[\frac{2 - 0.05(18.27 + 1 - \sqrt{18.27^2 + 1})}{2 - 0.05(18.27 + 1 + \sqrt{18.27^2 + 1})}\right]}$$

$$f = 0.96$$

#### i. Estimación del $U_D$

De acuerdo con la información del (Cuadro 23), se estima un coeficiente de transferencia de calor de diseño  $U_D$  para el proceso de calentamiento del agua y enfriamiento de gases de chimenea. Se ha seleccionado un valor de 13 [W/m<sup>2</sup>·°C] dentro del rango adecuado después de llevar a cabo una interacción para lograr un diseño eficiente.

Cuadro 23. Coeficientes totales de transferencia de calor típicos.

FLUIDO CALIENTE	FLUIDO FRIO	$U_o^{(1)}$	
		W/m <sup>2</sup> ·°K	Btu/hpie <sup>2</sup> ·°F
Agua	Agua	1500-3000	250-500 **
Metanol	Agua	1500-3000	250-500**
Amoniaco	Agua	1500-3000	250-500**
Soluciones acuosas	Agua	1500-3000	250-500**
Organicos ligeros	Agua	430-850	75-150
Organicos medios	Agua	285-710	50-125
Organicos pesados	Agua	30-430	5-75
Gases	Agua	10-285	2-50
Agua	Salmuera	560-1100	100-200
Organicos ligeros	Salmuera	230-560	40-100

Fuente: Tabla 2 Apéndices universidad nacional experimental Francisco de Miranda<sup>44</sup>.

#### j. Cálculo del área de transferencia de calor y numero de tubos.

Después de seleccionar un coeficiente de transferencia de calor de diseño, el siguiente paso es calcular el área de transferencia y el número de tubos del intercambiador.

$$A = \frac{Q}{U_D * f * LMTD} \quad (\text{Ec. 16})$$

<sup>44</sup> GONZÁLEZ, Mahuli A. Unidad n° 4 tablas y graficos intercambiadores de calor. En: Aprendizaje dialogico interactivo operaciones unitarias i. [s.l.]: UNIVERSIDAD NACIONAL EXPERIMENTAL FRANCISCO DE MIRANDA. p. 47.

$$A = \pi * n_t * D_0 * L$$

Donde:

$A$  = Área de transferencia de calor [ $m^2$ ]

$Q$  = Calor transferido [ $W$ ]

$U_D$  = Coeficiente de transferencia de calor de diseño [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C.$ ]

$f$  = Factor de corrección.

$LMTD$  = Temperatura media logarítmica [ $^\circ C$ ]

$D_0$  = Diámetro externo de los tubos [ $m$ ]

$L$  = Longitud de los tubos [ $m$ ]

$n_t$  = Número de tubos.

$$A = \frac{32803.48}{13 * 0.96 * 328.10}$$

$$A = 7.97 \text{ } m^2$$

$$n_t = \frac{10.36}{\pi * 0.025 * 1.24}$$

$$n_t \approx 80$$

#### **k. Numero de pasos por los tubos.**

Para garantizar que la transferencia de calor sea eficiente se requiere que el flujo sea turbulento por tanto el número de Reynolds debe corresponder al rango de dicho tipo de flujo. Además, se hace necesario calcular la velocidad, la cual tiene valores recomendables para una buena transferencia de calor y pérdidas de carga adecuadas. Para los gases de combustión, correspondientes a este caso, un aspecto importante a considerar son las posibles vibraciones a las que pueden

someterse los tubos, por lo que, tras una investigación bibliográfica al respecto<sup>45</sup>, así como la consulta de ciertos intercambiadores fabricados por empresas, se recomienda que las velocidades dentro de los tubos deben estar en un rango de entre 5 y 40 m/s.

$$R_e = \frac{4 \cdot \dot{m}_{pc} \cdot n_p}{\mu_{pc} \cdot D_i \cdot n_t \cdot \pi} > 4000 \quad (\text{Ec. 17})$$

$$V = \frac{4 \cdot \dot{m}_{pc} \cdot n_p}{\rho_{pc} \cdot D_i^2 \cdot n_t \cdot \pi} \quad (\text{Ec. 18})$$

Donde:

$R_e$  = número de Reynolds.

$D_i$  = Diámetro interno de los tubos [ m ]

$\dot{m}_{pc}$  = Flujo másico de los productos de combustión [ kg/s ]

$\mu_{pc}$  = Viscosidad de los productos de combustión [ kg/m s ]

$\rho_{pc}$  = Densidad de los productos de combustión [ kg/m<sup>3</sup> ]

$n_t$  = Número de tubos.

$n_p$  = Número de pasos por los tubos.

$V$  = velocidad del fluido [ m/s ]

$$R_e = \frac{4 \cdot 0.033 \cdot 6}{0.000033 \cdot 0.021 \cdot 80 \cdot \pi} > 4000$$

$$R_e = 4526.58 > 4000$$

$$V = \frac{4 \cdot 0.033 \cdot 6}{0.46 \cdot 0.021^2 \cdot 80 \cdot \pi}$$

---

<sup>45</sup> MARÍN HERRERO, Jose María. Diseño y cálculo de intercambiadores de calor monofásicos. [s.l.]: Paraninfo, 2013. 144 p. ISBN 8428304386.

$$V = 15.40 [m/s]$$

Es evidente que con seis pasos por los tubos se puede asegurar un flujo turbulento y velocidades dentro del rango recomendado.

#### **5.2.4.3. Selección del tamaño de la coraza**

Considerando que el fluido pasa una única vez por la coraza y que pasa seis veces por los tubos, se procede a determinar el tamaño adecuado de la coraza. Además, se estandariza según el diámetro de los tubos, el arreglo triangular y el tipo de cabezal utilizado. Con estas consideraciones, se determina un número estandarizado de 92 tubos, con una coraza de diámetro de 15 ¼ pulgadas.

Cuadro 24. Tamaños estandarizados de corazas.

**Table C.6** Tube Counts for 1-in. OD Tubes on 1.25-in. Triangular Pitch

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	27	26	8	12	18	14	8	12	14	12	6
10	42	40	34	24	33	28	16	18	28	24	24
12	64	66	52	44	51	48	42	44	52	40	40
13½	81	74	62	56	73	68	52	44	64	56	52
15¼	106	106	88	92	93	90	78	76	90	80	78
17¼	147	134	124	114	126	122	112	102	122	112	102
19¼	183	176	150	152	159	152	132	136	152	140	136
21¼	226	220	204	186	202	192	182	172	196	180	176
23¼	268	262	236	228	249	238	216	212	242	224	216
25	316	302	274	272	291	278	250	240	286	264	246
27	375	360	336	324	345	330	298	288	340	320	300
29	430	416	390	380	400	388	356	348	400	380	352
31	495	482	452	448	459	450	414	400	456	436	414
33	579	554	520	504	526	514	484	464	526	504	486
35	645	622	586	576	596	584	548	536	596	572	548
37	729	712	662	648	672	668	626	608	668	636	614
39	808	792	744	732	756	736	704	692	748	728	700
42	947	918	874	868	890	878	834	808	890	856	830
45	1095	1068	1022	1000	1035	1008	966	948	1028	992	972
48	1241	1220	1176	1148	1181	1162	1118	1092	1180	1136	1100
54	1577	1572	1510	1480	1520	1492	1436	1416	1508	1468	1442
60	1964	1940	1882	1832	1884	1858	1800	1764	1886	1840	1794

Fuente: Tabla C.6 tomada del libro Process Heat Transfer Principles and Applications.<sup>46</sup>

#### a. Cálculo del $U_{Req}$

Obtenido el número de tubos, que en este caso son 56, se procede a calcular un  $U_{Req}$  para el sistema.

$$U_{Req} = \frac{Q}{A \cdot f \cdot LMTD} \quad (\text{Ec. 19})$$

<sup>46</sup> SERTH, Robert W. y LESTINA, Thomas G. Process Heat Transfer Principles, Applications and Rules of Thumb. 2ª ed. [s.l.]: Institution of Chemical Engineers.

$$A = \pi * n_t * D_0 * L$$

Donde:

$A$  = Área de transferencia de calor [ $m^2$ ]

$Q$  = Calor transferido [ $W$ ]

$U_D$  = Coeficiente de transferencia de calor de diseño [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ .]

$f$  = Factor de corrección.

$LMTD$  = Temperatura media logarítmica [ $^\circ C$ ]

$D_0$  = Diámetro externo de los tubos [ $m$ ]

$L$  = Longitud de los tubos [ $m$ ]

$n_t$  = Número de tubos.

$$A = \pi * 92 * 0.025 * 1.24$$

$$A = 9.14 \text{ m}^2$$

$$U_{Req} = \frac{32803.48}{9.14 * 0.96 * 328.10}$$

$$U_{Req} = 11.34 \left[ \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right]$$

### b. Cálculo del $h_i$ por los tubos.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por los tubos, se requiere calcular el número de Reynolds, el número de Prandtl y el número de Nusselt:

$$R_e = \frac{4 * \dot{m}_{pc} * n_p}{\mu_{pc} * D_i * n_t * \pi} \quad (\text{Ec. 20})$$

$$P_r = \frac{Cp_{pc} * \mu_{pc}}{k_{pc}} \quad (\text{Ec. 21})$$

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} * P_r^{1/3} * \left(\frac{\mu_{pc}}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (\text{Ec. 22})$$

$$h_i = \frac{N_u * k_{pc}}{D_i} \quad (\text{Ec. 23})$$

Donde:

$R_e$  = número de Reynolds.

$D_i$  = Diámetro interno de los tubos [ m ]

$\dot{m}_{pc}$  = Flujo másico de los productos de combustión [ kg/s ]

$\mu_{pc}$  = Viscosidad de los productos de combustión [ kg/m s ]

$\rho_{pc}$  = Densidad de los productos de combustión [ kg/m<sup>3</sup> ]

$n_t$  = Número de tubos.

$n_p$  = Número de pasos por los tubos.

$N_u$  = Número de Nusselt

$P_r$  = Número de Prandtl

$Cp_{pc}$  = Calor específico de los productos de combustión [ k/kg°C ]

$k_{pc}$  = Conductividad térmica de los productos de combustión [ W/m°C ]

$$R_e = \frac{4 * 0.033 * 6}{0.000033 * 0.021 * 92 * \pi}$$

$$R_e = 3949.62$$

$$P_r = \frac{1.33 * 0.000033 * 1000}{0.05}$$

$$P_r = 0.80$$

$$N_u = 0.023 * 3949.62^{0.8} * 0.80^{1/3} * \left(\frac{0.000033}{0.000033}\right)^{0.14}$$

$$N_u = 16.09$$

$$h_i = \frac{16.09 * 0.05}{0.021}$$

$$h_i = 41.66 \left[ \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right]$$

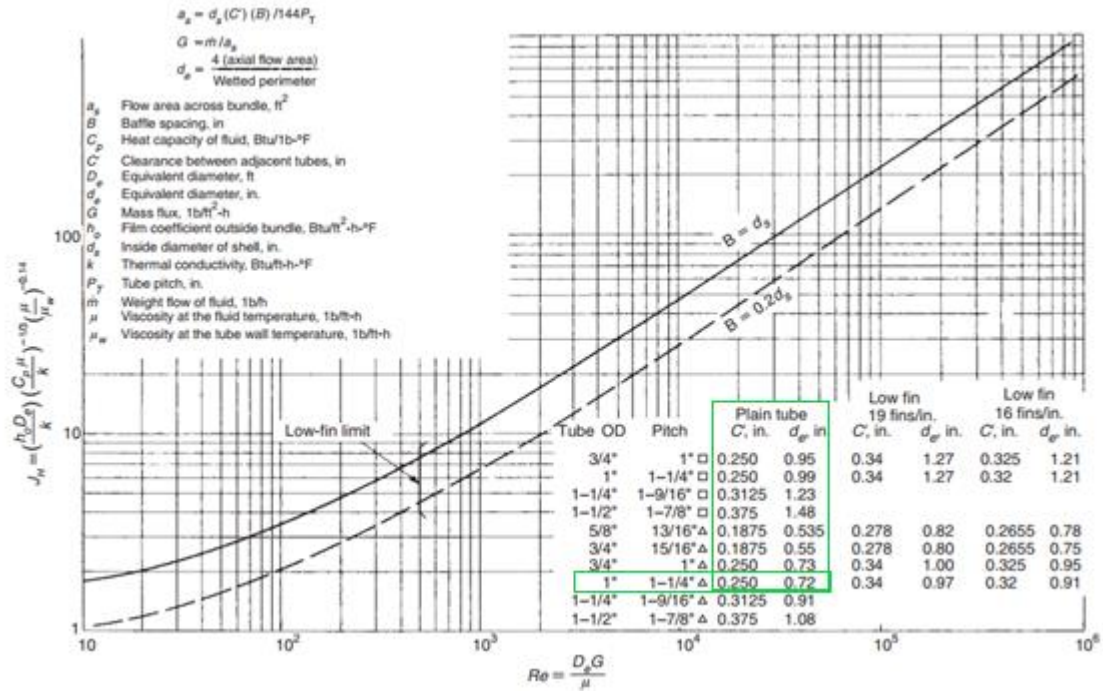
$$h_i = 7.33 \left[ \frac{Btu}{h \text{ } ft^2 \text{ } ^\circ F} \right]$$

### c. Cálculo del $h_0$ por la coraza.

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor a través de la coraza, es fundamental emplear una relación predefinida entre el espaciamiento de los deflectores y el diámetro de la coraza, la cual se estableció como 0.3 en incisos anteriores. Además de esta relación, se utilizarán los datos proporcionados en la (

Figura 12) para el cálculo de  $h_0$  . Es necesario destacar que, para una correcta utilización de la gráfica y las fórmulas, se hace uso de del sistema inglés de unidades, y posteriormente se convierte el coeficiente de transferencia de calor al sistema internacional, que es el estándar que se ha estado empleando en el presente trabajo.

Figura 12. Correlación para el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza.



Fuente: Figura 3.12 tomada del libro Process Heat Transfer Principles and Applications.<sup>47</sup>

$$B = 0.2 * d_s \quad (\text{Ec. 24})$$

$$a_s = \frac{d_s * C' * B}{144 * P_T} \quad (\text{Ec. 25})$$

$$G = \frac{\dot{m}_{agua}}{a_s} \quad (\text{Ec. 26})$$

$$Re = \frac{d_e * G}{12 \mu_{agua}} \quad (\text{Ec. 27})$$

<sup>47</sup> SERTH, Robert W. y LESTINA, Thomas G. Process Heat Transfer Principles, Applications and Rules of Thumb. 2ª ed. [s.l.]: Institution of Chemical Engineers.

$$P_r = \frac{Cp_{agua} * \mu_{agua}}{k_{agua}} \quad (\text{Ec. 28})$$

$$D_e = \frac{d_e}{12} \quad (\text{Ec. 29})$$

$$j_H = 0.5 * \left(1 + \frac{B}{d_s}\right) * (0.08 * R_e^{0.6821} + 0.7 * R_e^{0.1772}) \quad (\text{Ec. 30})$$

$$h_o = j_H * \left(\frac{k}{D_e}\right) * P_r^{1/3} * \left(\frac{\mu_{agua}}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (\text{Ec. 31})$$

Donde:

$R_e$  = número de Reynolds.

$B$  = Espacio entre deflectores [in]

$d_s$  = Diámetro interno de la coraza [in]

$C'$  = Espacio libre entre tubos adyacentes [in]

$P_T$  = Paso del tubo [in]

$\dot{m}_{agua}$  = Flujo másico del agua [lb/h]

$a_s$  = Área de flujo a través del conjunto de tubos [ft<sup>2</sup>]

$G$  = Flujo de masa [lb/ft<sup>2</sup> h]

$d_e$  = Diámetro equivalente [in]

$R_e$  = número de Reynolds.

$P_r$  = Número de Prandtl

$\mu_{agua}$  = Viscosidad del agua [lb/ft h]

$Cp_{agua}$  = calor específico del agua [Btu/lb °F]

$k_{agua}$  = Conductividad térmica del agua [Btu/h ft °F]

$$B = 0.2 * 15.25$$

$$B = 3.05$$

$$a_s = \frac{15.25 * 0.250 * 3.05}{144 * 1.25}$$

$$a_s = 0.06 [ft^2]$$

$$G = \frac{1925.18}{0.06}$$

$$G = 29801.30 [lb/h ft^2]$$

$$G = 40.42 [kg/s m^2]$$

$$R_e = \frac{0.72 * 29801.30}{12 * 1.66}$$

$$R_e = 1075.91$$

$$P_r = \frac{1.00 * 1.66}{0.36}$$

$$P_r = 4.58$$

$$D_e = \frac{0.72}{12}$$

$$D_e = 0.06 [ft]$$

$$j_H = 0.5 * \left(1 + \frac{3.05}{15.25}\right) * (0.08 * 1075.91^{0.6821} + 0.7 * 1075.91^{0.1772})$$

$$j_H = 7.06$$

$$h_0 = 7.06 * \left(\frac{0.36}{0.06}\right) * 4.58^{1/3} * \left(\frac{1.66}{1.66}\right)^{0.14}$$

$$h_0 = 70.77 \left[ \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F} \right]$$

$$h_0 = 402.09 \left[ \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right]$$

**d. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor limpio  $U_C$**

$$U_C = \left[ \left( \frac{D_0}{h_i * D_i} \right) + \frac{D_0 * \ln\left(\frac{D_0}{D_i}\right)}{2 * k_{pc}} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (\text{Ec. 32})$$

Donde:

$D_0$  = Diámetro externo de los tubos [ m ]

$D_i$  = Diámetro interno de los tubos [ m ]

$U_C$  = Coeficiente global de transferencia de calor limpio [  $W / m^2 \text{ } ^\circ C$  ]

$h_0$  = Coeficiente de transferencia de calor a través de la coraza [  $W / m^2 \text{ } ^\circ C$  ]

$h_i$  = Coeficiente de transferencia de calor a través de la coraza [  $W / m^2 \text{ } ^\circ C$  ]

$k_{pc}$  = Conductividad térmica de los productos de combustión [  $W / m \text{ } ^\circ C$  ]

$$U_C = \left[ \left( \frac{0.025}{41.63 * 0.021} \right) + \frac{0.025 * \ln\left(\frac{0.025}{0.021}\right)}{2 * 0.05} + \frac{1}{402.09} \right]^{-1}$$

$$U_C = 13.63 \left[ \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right]$$

$$U_C = 2.40 \left[ \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F} \right]$$

**e. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor sucio  $U_D$ .**

Para hallar el coeficiente de transferencia de calor sucio  $U_D$ , se emplea la información presentada en la Figura 13, donde se encuentran los factores de ensuciamiento y se selecciona para el fluido que pasa por la coraza como agua de suministro municipal un factor promedio de  $0.0015 [h ft^2 ^\circ F / Btu]$  y para gases de combustión  $0.0075 [h ft^2 ^\circ F / Btu]$ .

Figura 13. Valores típicos de factores de ensuciamiento.

**Table 3.3** Typical Values of Fouling Factors ( $h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F/Btu$ )

<i>Cooling water streams<sup>a</sup></i>	
• Seawater	0.0005–0.001
• Brackish water	0.001–0.002
• Treated cooling tower water	0.001–0.002
• Municipal water supply	0.001–0.002
• River water	0.001–0.003
• Engine jacket water	0.001
• Distilled or demineralized water	0.0005
• Treated boiler feedwater	0.0005–0.001
• Boiler blowdown	0.002
<i>Service gas streams</i>	
• Ambient air (in air-cooled units)	0–0.0005
• Compressed air	0.001–0.002
• Steam (clean)	0–0.0005
• Steam (with oil traces)	0.001–0.002
• Refrigerants (with oil traces)	0.002
• Ammonia	0.001
• Carbon dioxide	0.002
• Flue gases	0.005–0.01
<i>Service liquid streams</i>	
• Fuel oil	0.002–0.005
• Lubrication oil	0.001
• Transformer oil	0.001
• Hydraulic fluid	0.001
• Organic heat-transfer fluids	0.001–0.002
• Refrigerants	0.001
• Brine	0.003

Fuente: Tabla 3.3 tomada del libro Process Heat Transfer Principles and Applications<sup>48</sup>.

<sup>48</sup> SERTH, Robert W. y LESTINA, Thomas G. Process Heat Transfer Principles, Applications and Rules of Thumb. 2<sup>a</sup> ed. [s.l.]: Institution of Chemical Engineers.

$$U_D = \left( \frac{1}{U_C} + R_D \right)^{-1} \quad (\text{Ec. 33})$$

$$R_D = \frac{R_{Di} * D_0}{D_i} + R_{D0} \quad (\text{Ec. 34})$$

Donde:

$U_D$  = Coeficiente global de transferencia de calor sucio [ $Btu/h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F$ ]

$U_C$  = Coeficiente global de transferencia de calor limpio [ $Btu/h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F$ ]

$R_D$  = Factor de ensuciamiento global [ $h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F / Btu$ ]

$R_{Di}$  = Factor de ensuciamiento del fluido en los tubos [ $h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F / Btu$ ]

$R_{D0}$  = Factor de ensuciamiento del fluido en la coraza [ $h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F / Btu$ ]

$D_0$  = Diámetro externo de los tubos [ $in$ ]

$D_i$  = Diámetro interno de los tubos [ $in$ ]

$$R_D = \frac{0.0075 * 1}{0.83} + 0.0015$$

$$R_D = 0.0105 [h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F / Btu]$$

$$U_D = \left( \frac{1}{2.40} + 0.0105 \right)^{-1}$$

$$U_D = 2.34 \left[ \frac{Btu}{h * \text{ft}^2 * ^\circ F} \right]$$

$$U_D = 13.30 \left[ \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right]$$

#### 5.2.4.4. Verificación del diseño

Para determinar si el diseño está sobredimensionado, se calcula la relación entre el coeficiente de transferencia requerido y el coeficiente de transferencia sucio.

$$o - d = \left( \frac{U_D}{U_{Req}} - 1 \right) * 100 \quad (\text{Ec. 35})$$

$$o - d = \left( \frac{13.30}{11.34} - 1 \right) * 100$$

$$o - d = 17 \%$$

Al calcular la relación entre el coeficiente de transferencia requerido y el coeficiente de transferencia sucio, se obtiene un valor que se utiliza para decidir si el diseño está sobredimensionado o si no cumple con las áreas requeridas. Este análisis permite evaluar si el diseño está excesivamente dimensionado o si, por el contrario, no cumple con los requisitos necesarios.

#### 5.2.4.5. Diseño hidráulico.

##### a. Cálculo de la caída de presión por los tubos.

- **Caída de presión por fricción en los tubos.**

Las pérdidas en el interior de los tubos debidas a la fricción  $\Delta P_f$  están dadas por el factor de fricción de Moody y la expresión que determina este valor es el siguiente:

$$\Delta P_f = f * \left( \frac{G^2 * L * n_p}{2 * \rho_p c * D_i} \right) * \Phi \quad (\text{Ec. 36})$$

Donde:

$$f = \frac{64}{Re} \text{ si } Re < 2300$$

$$f = \left[ -0.8685 * \ln \left( \frac{1.964 * \ln Re - 3.8215}{Re} - \frac{\frac{\epsilon}{D_i}}{3.71} \right) \right]^{-2} \text{ si } Re > 2300$$

$$Re = \frac{4 * \dot{m}_{pc} * n_p}{\mu_{pc} * D_i * n_t * \pi} \quad (\text{Ec. 37})$$

$$G = \frac{4 * \dot{m}_{pc} * \left( \frac{n_p}{n_t} \right)}{D_i^2 * \pi} \quad (\text{Ec. 38})$$

$f$  = Factor de fricción de Moody.

$G$  = Flujo de masa [kg/s m<sup>2</sup>]

$D_i$  = Diámetro interno de los tubos [ m]

$n_p$  = Número de pasos por los tubos.

$n_t$  = Número de tubos.

$L$  = Longitud de los tubos [ m]

$\phi$  = Factor de corrección debido a la variación de la temperatura es igual a 1 para gases.

$\epsilon$  = Para acero inoxidable igual a 0.04 mm

$$f = \left[ -0.8685 * \ln \left( \frac{1.964 * \ln(3949.62 - 3.8215)}{3949.62} - \frac{\frac{0.04}{D_i * 1000}}{3.71} \right) \right]^{-2}$$

$$f = 0.04$$

$$G = \frac{4 * 0.033 * \left(\frac{6}{92}\right)}{0.021^2 * \pi}$$

$$G = 6.14 [kg/s m^2]$$

$$\Delta P_f = 0.04 * \left(\frac{6.14^2 * 1.24 * 6}{2 * 0.46 * 0.021}\right) * 1$$

$$\Delta P_{ft} = 608.93 [Pa]$$

- **Pérdidas producidas en los giros en el interior de los tubos.**

$$\Delta P_{giros} = 0.75 * \sum_{i=1}^{n_p-1} \frac{G^2}{\rho_{pc}} \quad (\text{Ec. 39})$$

Donde:

$G$  = Flujo de masa [kg/s m<sup>2</sup>]

$n_p$  = Número de pasos por los tubos.

$\rho_{pc}$  = Densidad de los productos de combustión [kg/m<sup>3</sup>]

$$\Delta P_{giros} = 0.75 * \sum_{i=1}^{6-1} \frac{6.14^2}{0.46}$$

$$\Delta P_{giros} = 309.14 [Pa]$$

- **Pérdidas producidas en la entrada y salida del fluido al banco de tubo.**

Las pérdidas en la entrada  $\Delta P_e$ , y salida del fluido  $\Delta P_s$ , a un tubo directamente encastrado en la pared están dadas por la siguiente expresión:

$$\Delta P_e = \xi * \frac{\rho_{pc} * V^2}{2} \quad (\text{Ec. 40})$$

Donde:

$$V = \frac{4 * \dot{m}_{pc}}{\rho_{pc} * D_{ni}^2 * \pi} \quad (\text{Ec. 41})$$

$\xi$  = Es un coeficiente que vale 0.5 para la entrada y 1 para la salida.

$V$  = Velocidad del fluido [m/s]

$\rho_{pc}$  = Densidad de los productos de combustión [ kg/m<sup>3</sup> ]

$D_{ni}$  = Diámetro interno de la boquilla [m]

Para seleccionar los diámetros de las boquillas, se utilizaron los diámetros recomendados de la (Figura 14).

Figura 14. Selección de diámetros típicos para boquillas.

**Table 5.3** Guidelines for Sizing Nozzles

Shell size, inches	Nominal nozzle diameter, inches
4–10	2
12–17.25	3
19.25–21.25	4
23–29	6
31–37	8
39–42	10

Fuente: Tabla 5.3 tomada del libro Process Heat Transfer Principles and Applications<sup>49</sup>

$$V = \frac{4 * 0.033}{0.46 * 0.076^2 * \pi}$$

$$V = 15.92 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_e = 0.5 * \frac{0.033 * 15.92^2}{2}$$

$$\Delta P_e = 28.94 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta P_s = 1 * \frac{0.033 * 15.92^2}{2}$$

$$\Delta P_s = 57.88 \text{ [Pa]}$$

Finalmente, las pérdidas totales en los tubos son:

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_e + \Delta P_s + \Delta P_{giros}$$

$$\Delta P_T = 608.93 + 309.14 + 28.94 + 57.88$$

$$\Delta P_T = 1004.89 \text{ [Pa]}$$

### **b. Caída de presión en la coraza.**

---

<sup>49</sup> SERTH, Robert W. y LESTINA, Thomas G. Process Heat Transfer Principles, Applications and Rules of Thumb. 2ª ed. [s.l.]: Institution of Chemical Engineers.

- **Perdidas de carga debidas al paso del fluido a través del banco de tubos entre los deflectores contiguos.**

$$\Delta P_1 = \frac{f * G^2 * N_L * (n_b + 1)}{2 * \rho_{agua}} \quad (\text{Ec. 42})$$

Donde:

$$f = 1 + \frac{15}{\left(\frac{P_T}{d_e - 1}\right) * R_e} \quad \text{si } R_e < 100$$

$$f = 1 + \frac{0.75}{\left(\frac{P_T}{d_e - 1}\right)^{0.2} * R_e^{0.2}} \quad \text{si } 500 < R_e < 30000$$

$$N_L = \frac{d_s - 2 * C_b}{P_T} \quad (\text{Ec. 43})$$

$$n_b = \frac{L}{B} \quad (\text{Ec. 44})$$

$f$  = Factor de fricción.

$G$  = Flujo de masa [kg/s m<sup>2</sup>]

$d_s$  = Diámetro interno de la coraza [ m ]

$B$  = Espacio entre deflectores [ m ]

$d_e$  = Diámetro equivalente [ m ]

$n_b$  = Número de deflectores.

$L$  = Longitud de los tubos [ m ]

$C_b$  = Corte del deflector.

$P_T$  = Paso del tubo [ m ]

$$f = 1 + \frac{0.75}{\left(\frac{0.032}{0.018 - 1}\right)^{0.2} * 1075.91^{0.2}}$$

$$f = 0.63$$

$$N_L = \frac{0.39 - \frac{2 * 0.02}{0.0254}}{0.032}$$

$$N_L = 11.88 \approx 12$$

$$n_b = \frac{1.24}{0.077}$$

$$n_b = 16$$

$$\Delta P_1 = \frac{0.63 * 40.42^2 * 12 * (16 + 1)}{2 * 993.08}$$

$$\Delta P_1 = 105.26 [Pa]$$

- **Perdidas producidas en los giros que realiza el fluido a su paso por las ventanas de los deflectores.**

$$\Delta P_2 = 1.085 * n_b * \rho_{agua} * V_{vent}^2 \quad (Ec. 45)$$

Donde:

$$V_{vent} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\rho_{agua} * A_{vent}} \quad (Ec. 46)$$

$$A_{vent} = 0.1535 * d_s^2 * \left(1 - \frac{n_t * d_e^2}{d_s^2}\right) \quad (\text{Ec. 47})$$

$d_s$  = Diámetro interno de la coraza [ m ]

$d_e$  = Diámetro equivalente [ m ]

$n_b$  = Número de deflectores.

$n_t$  = Número de los tubos.

$A_{vent}$  = Área de la ventana [  $m^2$  ]

$V_{vent}$  = Velocidad de la ventana [ m/s ]

$$A_{vent} = 0.1535 * 0.39^2 * \left(1 - \frac{92 * 0.018^2}{0.39^2}\right)$$

$$A_{vent} = 0.018 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$V_{vent} = \frac{0.24}{993.08 * 0.018}$$

$$V_{vent} = 0.013 \text{ [m/s]}$$

$$\Delta P_2 = 1.085 * 16 * 993.08 * 0.013^2$$

$$\Delta P_2 = 3.26 \text{ [Pa]}$$

- **Pérdidas producidas en la entrada y salida del fluido en la coraza.**

Las pérdidas en la entrada  $\Delta P_e$ , y salida del fluido  $\Delta P_s$ , a un tubo directamente encastrado en la pared están dadas por la siguiente expresión:

$$\Delta P_e = \xi * \frac{\rho_{agua} * V^2}{2} \quad (\text{Ec. 48})$$

Donde:

$$V = \frac{4 \cdot \dot{m}_{agua}}{\rho_{agua} \cdot D_{ni}^2 \cdot \pi} \quad (\text{Ec. 49})$$

$\xi$  = Es un coeficiente que vale 0.5 para la entrada y 1 para la salida.

$V$  = Velocidad del fluido [m/s]

$\rho_{agua}$  = Densidad del agua [kg/m<sup>3</sup>]

$D_{ni}$  = Diámetro interno de la boquilla [m]

Para seleccionar el diámetro de la boquilla en la coraza se asume un diámetro típico de las tuberías que realizan el suministro de agua y en este caso en particular se tiene una tubería de 1 ½ pulgadas.

$$V = \frac{4 \cdot 0.24}{993.08 \cdot 0.038^2 \cdot \pi}$$

$$V = 0.21 \text{ [m/s]}$$

$$\Delta P_e = 0.5 \cdot \frac{0.24 \cdot 0.21^2}{2}$$

$$\Delta P_e = 11.40 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta P_s = 1 \cdot \frac{0.24 \cdot 0.21^2}{2}$$

$$\Delta P_s = 22.79 \text{ [Pa]}$$

- **Caída de presión por fricción en la coraza.**

Las pérdidas en el interior de la coraza debidas a la fricción  $\Delta P_f$  están dadas por el factor de fricción de Moody y la expresión que determina este valor es el siguiente:

$$\Delta P_f = f * \left( \frac{G^2 * d_s * (n_b + 1)}{2000 * SG * d_e} \right) * \phi \quad (\text{Ec. 50})$$

Donde:

$$f = 1 + \frac{15}{\left( \frac{P_T}{d_e - 1} \right) * R_e} \quad \text{si } R_e < 100$$

$$f = 1 + \frac{0.75}{\left( \frac{P_T}{d_e - 1} \right)^{0.2} * R_e^{0.2}} \quad \text{si } 500 < R_e < 30000$$

$$\phi = 0.9 * \left( \frac{\mu_{agua}}{\mu_w} \right)^{0.25} \quad \text{si } R_e < 2100$$

$$\phi = 0.98 * \left( \frac{\mu_{agua}}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{si } R_e > 2100$$

$f$  = Factor de fricción de Moody.

$G$  = Flujo de masa [kg/s m<sup>2</sup>]

$d_s$  = Diámetro interno de la coraza [ m ]

$$f = 1 + \frac{0.75}{\left( \frac{0.032}{0.018 - 1} \right)^{0.2} * 1075.91^{0.2}}$$

$$f = 0.63$$

$$\phi = 0.9 * \left( \frac{0.00069}{0.00069} \right)^{0.25}$$

$$\phi = 0.9$$

$$\Delta P_f = 0.63 * \left( \frac{40.42^2 * 0.039 * (16 + 1)}{2000 * 1 * 0.018} \right) * 0.9$$

$$\Delta P_f = 176.91 [Pa]$$

Finalmente, se determina la caída de presión total del fluido al pasar por la coraza, y se calcula el porcentaje de pérdida de presión para evaluar si es necesario modificar las configuraciones geométricas o confirmar que el diseño es aceptable.

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_e + \Delta P_s + \Delta P_f$$

$$\Delta P_T = 105.26 + 3.26 + 11.40 + 22.79 + 176.91$$

$$\Delta P_T = 319.61 [Pa]$$

$$\% \text{ Pérdida de } \Delta P = \frac{\text{Caída de presión}}{\text{Presión inicial}} * 100$$

$$\% \text{ Pérdida de } \Delta P = \frac{319.61 [Pa]}{294191 [Pa]} * 100$$

$$\% \text{ Pérdida de } \Delta P = 0.11 \%$$

Dado que el porcentaje de pérdida de presión del fluido es muy bajo, se puede considerar que el diseño con las condiciones geométricas propuestas es aceptable.

#### 5.2.4.6. Diseño mecánico.

En el diseño mecánico, se deben considerar varios parámetros, y posiblemente el más importante sea la presión de diseño. Es crucial tener en cuenta que existen dos presiones de operación: una para el lado de los tubos y otra para la coraza, con las cuales se determina la presión de diseño que será utilizada para realizar cálculos posteriores. El TEMA especifica que:

$$P_D = P_o + 30 \text{ [psi]} \text{ si } P_o < 300 \text{ [psi]}$$

$$P_D = 1.1P_o \text{ si } P_o > 300 \text{ [psi]}$$

En el caso de estudio, se tiene una presión de operación  $P_o$  de 294.191 kPa en la coraza y una presión máxima que entrega el ventilador del quemador de 6.5 kPa, que sumada con la presión atmosférica será la presión en los tubos. Por tanto, se tiene que:

$$P_{Dc} = 294.19 \text{ [kPa]} + 206.84 \text{ [kPa]}$$

$$P_{Dc} = 501,03 \text{ [kPa]}$$

$$P_{Dt} = 101.33 \text{ [kPa]} + 6.5 \text{ [kPa]} + 206.84 \text{ [kPa]}$$

$$P_{Dt} = 314.67 \text{ [kPa]}$$

##### a. Coraza.

Las condiciones de operación de algunos equipos pueden no ser críticas debido a su tamaño o la baja presión a la que operan. Esto significa que el espesor de la pared requerido por la presión para la construcción de la coraza puede ser muy reducido. Sin embargo, este espesor puede no ser suficiente para resistir otros tipos de cargas, como las generadas por el peso propio del equipo en los puntos de contacto de la coraza con los soportes de apoyo, o los esfuerzos debidos a la

distancia entre apoyos y el peso del equipo, que pueden provocar flexión en la coraza.

Por esta razón, la norma TEMA establece los espesores requeridos para la coraza de los equipos. Estos espesores fueron determinados en base a la experiencia de los usuarios en el manejo de equipos en plantas industriales. Es importante destacar que ningún espesor de coraza debe ser inferior al mínimo permitido por TEMA, el cual está indicado en función del diámetro del equipo y se encuentra detallado en la (Cuadro 25).

Cuadro 25. Espesores mínimos de corazas según TEMA.

DIAMETRO NOMINAL	ESPESOR MÍNIMO ACERO AL CARBONO		ALEACIÓN
	TUBO	PLACA	
8" – 12" (203-305 mm)			1/8" (3.2 mm)
13" – 29" (330 O 737 mm)	Ced. 80		3/16" (4.8 mm)
30" – 29" (769 – 991 mm)	3/8" (9.5-m)	3/8 (9.5 mm)	1/4" (6.3 mm)
40" – 60" (1016 – 1524 mm)	1/2" (13 mm)		5/16" (8 mm)

Fuente: TEMA<sup>50</sup>

Así, para una coraza de 15.25 pulgadas se tiene un espesor de 0.375 pulgadas o 9.5 mm. Para estimar el cálculo del espesor de la coraza se tiene:

$$t = \frac{P_{Dc} * d_s}{S * E + 0.4 * P_{Dc}} \quad (\text{Ec. 51})$$

<sup>50</sup> TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. [s.l.]: [s.n.], 2007.

Donde:

$t$  = Espesor mínimo requerido por presión [  $mm$  ]

$P_{Dc}$  = Presión de diseño [  $Pa$  ]

$d_s$  = Diámetro interno de la coraza [  $m$  ]

$S$  = Esfuerzo máximo permisible del material [  $Pa$  ]

$E$  = Eficiencia de soldadura.

$$t = \frac{501.03 * 1000 * 0.39}{250 * 1000 * 1 + 0.4 * 501.03 * 1000}$$

$$t = 0.78 [mm]$$

Es claro que el espesor  $t$  calculado por presión, es considerablemente más baja que la especificada por la normativa, por lo tanto, se opta por mantener el valor mínimo estandarizado.

#### **b. Deflectores.**

Según la norma TEMA el espesor mínimo de los deflectores se especifica en el (Cuadro 26), siendo para este caso 3/16 de pulgada o 4.8 mm.

Cuadro 26. Espesores estandarizados para deflectores según norma TEMA.

Nominal Shell ID		BAFFLE OR SUPPORT PLATE THICKNESS									
		Dimensionis in Inches (mm)									
		Plate Thickness									
		Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.									
		24 (610) and Under	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)					
6-14	(152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	
15-28	(381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)			
29-38	(737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)				
39-60	(991-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)					
61-100	(1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)							

Fuente: TEMA<sup>51</sup>

### c. Espejos

El diseño de estos elementos se hace mediante las normas del TEMA, que recomienda que en ningún caso los espesores de los espejos deben ser menores a las tres cuartas partes del diámetro exterior de los tubos para intercambiadores de clase B y C. Para este caso y según norma TEMA<sup>52</sup>:

$$D0 = 1[in]$$

$$t_{min} = \left(\frac{3}{4}\right) * 1$$

$$t_{min} = 0.75 [in]$$

$$t_{min} = 19.05 [mm]$$

<sup>51</sup> TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. [s.l.]: [s.n.], 2007.

<sup>52</sup> TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. [s.l.]: [s.n.], 2007.

Para verificar, se calcula el espesor por flexión y por cortante mediante las siguientes ecuaciones:

$$t_f = \frac{F*d_s}{3} * \sqrt{\frac{P_{Dc}}{\eta*S}} \quad (\text{Ec. 52})$$

$$t_c = \frac{0.31*D_L}{(1-\frac{D_0}{P_T})} * \left(\frac{P_{Dc}}{S}\right) \quad (\text{Ec. 53})$$

$$D_L = \frac{4*A}{C} \quad (\text{Ec. 54})$$

$$\eta = 1 - \frac{0.785}{\left[\frac{P_T}{D_0}\right]^2} \text{ Para arreglos cuadrados.}$$

$$\eta = 1 - \frac{0.907}{\left[\frac{P_T}{D_0}\right]^2} \text{ Para arreglos triangulares.}$$

Donde:

$t_f$  = Espesor mínimo requerido por flexión [ in ]

$t_c$  = Espesor mínimo requerido por cortante [ in ]

$P_{Dc}$  = Presión de diseño [psi]

$d_s$  = Diámetro interno de la coraza [ in ]

$S$  = Esfuerzo máximo permisible del material [ psi ]

$\eta$  = constante que depende del tipo arreglo.

$F$  = Constante que depende del espejo la cual es 1 para espejos fijos.

$\eta$  = constante que depende del tipo arreglo.

$D_L$  = Diámetro equivalente del espejo [in]

$P_T$  = Paso de los tubos [in]

$D_0$  = Diámetro exterior de los tubos [in]

$C$  = Perímetro de los tubos periféricos del espejo [in]

$A$  = superficie del área encerrada por el perímetro [in<sup>2</sup>]

$$\eta = 1 - \frac{0.907}{\left[\frac{1.25}{1}\right]^2}$$

$$\eta = 0.94$$

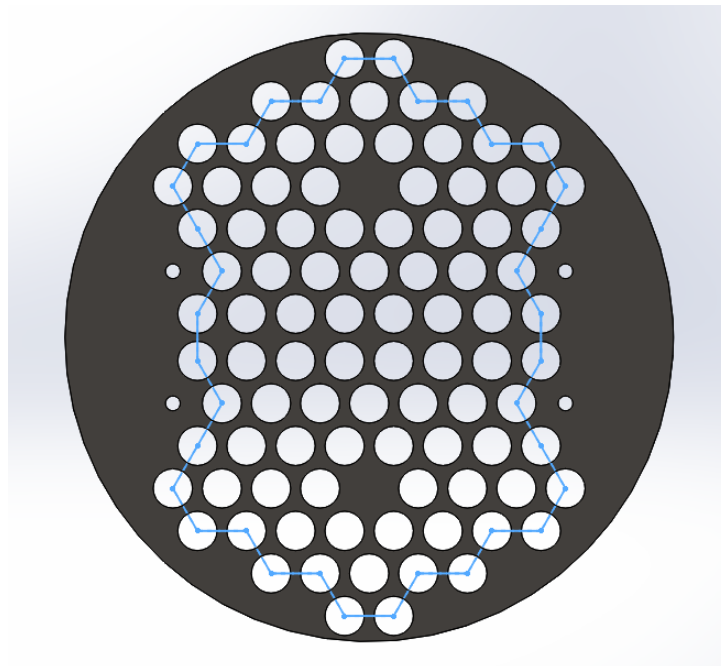
$$t_f = \frac{1 * 15.25}{3} * \sqrt{\frac{72.67}{0.94 * 36000}}$$

$$t_f = 0.24 \text{ [in]}$$

$$t_f = 6.10 \text{ [mm]}$$

Luego de hacer la distribución de los tubos como se muestra en la (Figura 15), se realiza el cálculo del perímetro periférico del espejo y el área encerrada por el perímetro dando como resultado un C=45 [in] y A= 58.59 [in<sup>2</sup>]

Figura 15. Distribución de los tubos en el espejo fijo.



Fuente: Elaboración propia.

$$D_L = \frac{4 * 58.59}{45}$$

$$D_L = 5.21 [in]$$

$$t_c = \frac{0.31 * 5.21}{\left(1 - \frac{1}{1.25}\right)} * \left(\frac{72.67}{36000}\right)$$

$$t_c = 0.016 [in]$$

$$t_c = 0.41 [mm]$$

Después de revisar el espesor por flexión y por corte, se ha observado que estos espesores son menores a los requeridos por las normas TEMA<sup>53</sup>. Como resultado, se ha decidido adoptar el espesor mínimo especificado por dicha normativa.

#### **d. Cabezales**

El diámetro interior del cabezal y el espesor es el mismo que el de la carcasa, por diseñar una tapa para el cabezal de tipo TORIESFERICA ASME, este tipo de tapas son las que tienen más aceptación en la industria debido a que su costo es bajo, soportando altas presiones manométricas, su característica principal es que el radio de corona es igual al diámetro interior del cabezal, mientras que el radio interior de la rodilla es el 6% del diámetro interior del cabezal

#### **e. Varillas de sujeción**

Son quienes mantienen a los deflectores en su posición de diseño. El número de varillas de sujeción necesarios y su diámetro para asegurar su buen funcionamiento

---

<sup>53</sup> TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. [s.l.]: [s.n.], 2007.

del intercambiador dependen del diámetro de la carcasa. en la tomada de la norma TEMA<sup>54</sup> se muestran los valores aconsejables del número y diámetro de las varillas de sujeción en función del diámetro de la coraza.

Cuadro 27 Diámetro de varillas de sujeción y número de espaciadores según diámetro del casco.

**TIE ROD STANDARDS**  
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell Diameter		Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 - 15	(152-381)	3/8 (9.5)	4
16 - 27	(406-686)	3/8 (9.5)	6
28 - 33	(711-838)	1/2 (12.7)	6
34 - 48	(864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 - 60	(1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61 - 100	(1549-2540)	5/8 (15.9)	12

Fuente: TEMA<sup>55</sup>

<sup>54</sup> TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. [s.l.]: [s.n.], 2007.

<sup>55</sup> TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. [s.l.]: [s.n.], 2007.

Cuadro 28. Sumario

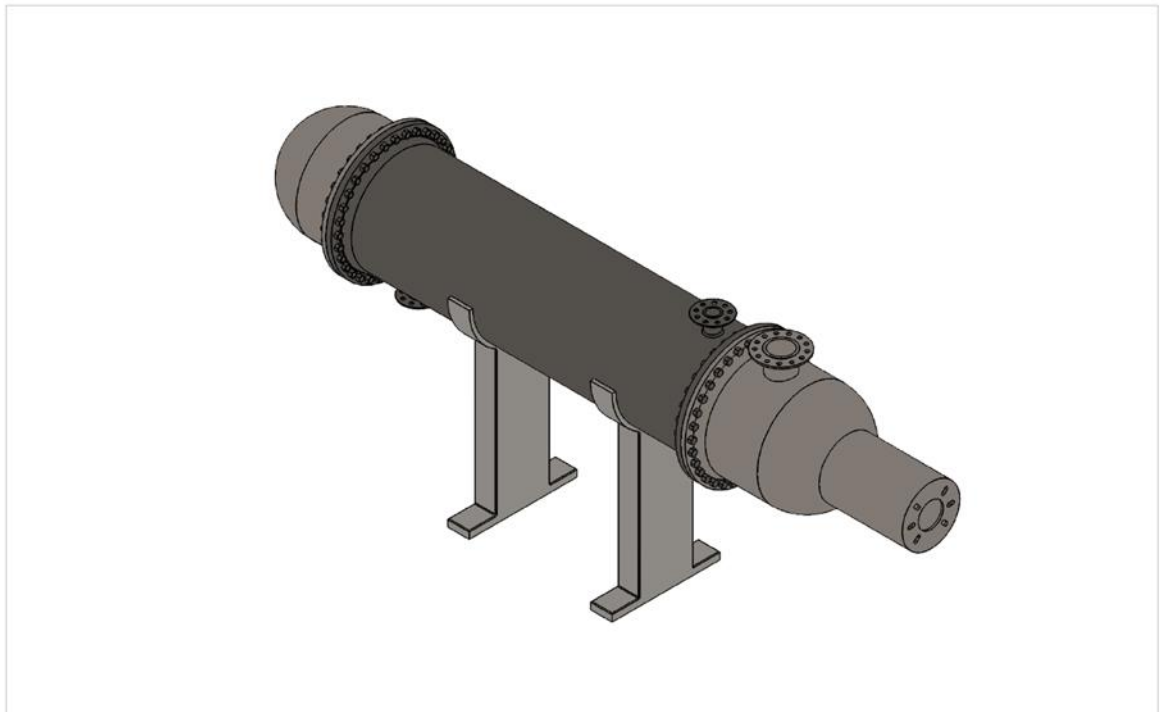
Fluido por los tubos				Gases de combustión			
Fluido por la coraza				Agua			
Tipo de intercambiador				BEM			
<b>Coraza</b>							
Material	$D_s$ [in]	N	t [in]	L [in]			
ACERO AL CARBON SA 36	15.25	1	0.375	49			
<b>Tubos</b>							
Material	$D_o$ [in]	$D_i$ [in]	BWG	L [in]	$P_T$ [in]	$n_t$	$n_p$
ACERO AL CARBON SA 36	1	0.83	14	49	1.25	92	6
<b>Deflectores</b>							
Material	B [in]	$n_b$	t [in]				
ACERO AL CARBON SA 36	3.05	16	0.125				
<b>Boquillas de la coraza</b>							
Material	Dni [in]	t [in]					
ACERO AL CARBON SA 36	1.5	0.145					
<b>Boquillas de los cabezales</b>							
Material	Dni [in]	t [in]					
ACERO AL CARBON SA 36	3	0.216					
<b>Espejos</b>							
Material	d [in]	t [in]					
ACERO AL CARBON SA 36	15.25	0.375					
<b>Cabezales</b>							
Material	$D_s$ [in]	t [in]	L [in]				
ACERO AL CARBON SA 36	15.25	0.375	12				
<b>Cámara de combustión</b>							
Material	d [in]	t [in]	L [in]				
ACERO AL CARBON SA 36	7.5	0.322	17				

Fuente: Elaboración propia.

#### **f. Planos de construcción**

Tras finalizar el diseño térmico y mecánico del precalentador de agua alimentado por biogás, se procedió a la elaboración de los planos de construcción correspondientes, los cuales se encuentran detallados en los anexos adjuntos. A continuación, en la (Figura 16) se presenta el ensamblaje final del economizador diseñado.

Figura 16 Precalentador de agua.



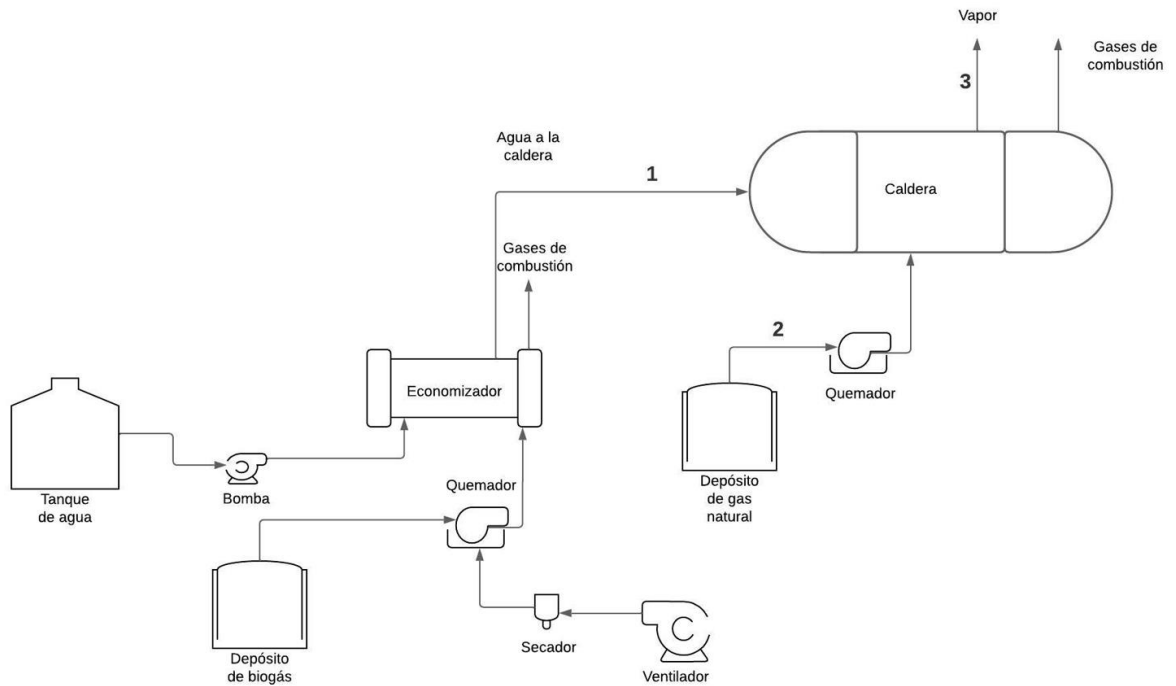
Fuente: Elaboración propia

### **5.3. Tercera etapa: Análisis económico en la implementación del economizador.**

- **Cálculo del ahorro de combustible implementando el economizador.**

Para calcular el ahorro de combustible al implementar el economizador, primero se establece la eficiencia de la caldera, la cual se determinó previamente en las condiciones de operación iniciales. Luego, se considera la temperatura de salida del agua del economizador como la temperatura de entrada a la caldera. A continuación, se presenta el esquema del sistema en la (Figura 17), seguido del cálculo del ahorro de combustible.

Figura 17 Esquema del sistema implementando el economizador.



Fuente: Elaboración propia

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_v (h_v - h_{fe})}{\eta * PCI} * 100$$

Donde:

$\dot{m}_v$  = Flujo másico de vapor producido en [kg/h].

$h_v$  = Entalpía de vapor [kJ/kg].

$h_{fe}$  = Entalpía del fluido de entrada [kJ/kg].

$\dot{m}_c$  = Flujo másico de combustible [kg/h].

$PCI$  = Poder calorífico inferior del combustible [kJ/kg].

Cuadro 29. Datos de entrada y salida de la Caldera con el economizador.

FLUJO	$\dot{m}$ (kg/h)	T (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	h (kJ/kg)	P (kPa)	$\dot{Q}$ (m <sup>3</sup> /h)	PCI (kJ/kg)
1	873.25	57.90	998	242.39	294.191	0.875	-
2	-	25.55	0.737	-	-	-	39900
3	855.78	300	-	2971.21	294.191	-	-

Fuente: Información suministrada por el personal de administración de la PBB

Donde:

$\dot{m}$ = Flujo másico

T= Temperatura

$\rho$ = Densidad

h= Entalpia

P= Presión

Se comienza por calcular el consumo de combustible con la temperatura de entrada actualizada. Luego, restamos este consumo al consumo anterior para determinar el ahorro de gas natural. Por último, realizamos el cálculo del ahorro monetario que la empresa experimenta en un año al implementar el economizador.

$$\dot{m}_c = \frac{855.78 * (2971.21 - 242.39)}{81.38 * 39900} * 100$$

$$\dot{m}_c = 71.92 \text{ [kg/h]}$$

$$\text{Ahorro de } \dot{m}_c = \dot{m}_c \text{ sin economizador} - \dot{m}_c \text{ con el economizador}$$

$$\text{Ahorro de } \dot{m}_c = 75.54 \text{ [kg/h]} - 71.92 \text{ [kg/h]}$$

$$\text{Ahorro de } \dot{m}_c = 3.62 \text{ [kg/h]}$$

Ahora el ahorro en metros cúbicos por año se calcula teniendo en cuenta que la PBB trabaja 8 horas al día y un promedio de 24 días en el mes, pues se excluyen del mes los días festivos y los domingos del año, donde el personal de la empresa no labora.

$$\dot{Q}_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} = \frac{3.62 \text{ [kg/h]}}{0.737 \text{ [kg/m}^3\text{]}} = 4.91 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$\dot{Q}_c = 4.91 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] * \left[ \frac{8\text{h}}{1 \text{ dia}} \right] * \left[ \frac{24 \text{ dias}}{1 \text{ mes}} \right] \left[ \frac{12 \text{ meses}}{1 \text{ año}} \right] = 11312.64 \text{ [m}^3\text{/año]}$$

Luego utilizando en ultimo precio de compra del metro cubico de gas suministrado por la PBB se calcula el ahorro en pesos colombianos por año.

$$\text{Ahorro} = 11312.64 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{año}} \right] * 2234 \left[ \frac{\text{COP}}{\text{m}^3} \right]$$

$$\text{Ahorro} = 25272437 \left[ \frac{\text{COP}}{\text{año}} \right]$$

Habiendo calculado el ahorro anual de gas natural, se procede a realizar el análisis CAPEX/OPEX.

A continuación, en los (Cuadro 30 Consideraciones para los cálculos de CAPEX y OPEX al implementar el economizador en la planta de beneficio bobino.

Cuadro 30 Consideraciones para los cálculos de CAPEX

<b>CAPEX</b>			
<b>MATERIALES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIOS [COP/m]</b>	<b>TOTAL</b>
Tubo acero al carbón SA 36 de 1"	92	5000	460000
Tubo acero al carbón SA 36 de 7 1/2"	1/2	30000	15000
Tubo acero al carbón SA 36 de 15 1/2"	2	260000	520000
Placa de acero al carbón SA 36 3/4"	2	120000	240000
Placa de acero al carbon SA 36 de 1/8"	2	75000	150000
Varillas de acero al carbón SA 36 3/82	5 1/2	2500	13750
Acero estructural tubo rectangular de 4x8 "	2	14600	29200
<b>BRIDAS</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIOS [COP/unidad]</b>	<b>TOTAL</b>
Acero al carbón de 1 1/2"	2	12000	24000
Acero inoxidable de 3"	1	2200	22000
<b>PERNOS</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIOS [COP/unidad]</b>	<b>TOTAL</b>
Pernos de acero al carbón 5/8" x 2" grado 5	66	2000	132000
<b>QUEMADOR</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIOS [COP/unidad]</b>	<b>TOTAL</b>
Quemador MAX GAS 40P	1	1200000	1200000
<b>COSTOS DE INGENIERIA</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIOS [COP/h]</b>	<b>TOTAL</b>
Nómina del ingeniero	80	25000	2000000
<b>COSTOS DE CONSTRUCCION</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIOS [COP/h]</b>	<b>TOTAL</b>
Nómina del ingeniero	120	22000	2640000
<b>OTROS</b>			1000000
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 8.445.950</b>

Fuente: Información suministrada por cotizaciones a empresas de aceros.

Cuadro 31 Consideraciones para los cálculos de OPEX

OPEX	
Parámetro	Valor anual (COP)
Gas natural	\$ 484.646.984

En el (Cuadro 5) se ve reflejado que el costo total anual que tuvo la planta de beneficio bovino en el año 2022 fue de \$ 509.919.421 millones, al implementar el economizador se calculó el nuevo costo del consumo de gas natural, el cual nos dio un valor de \$ 484.646.984, por lo tanto el costo nuevo del gas natural es el que está presente en el (Cuadro 31) que corresponde a \$ 484.646.984 millones.

Cuadro 32 análisis económico

IMPLEMENTACION ECONOMIZADOR			Interés	10,6%
Mes	Flujo de caja (cop)	Valor presente (cop)		
0	-\$ 8.335.950	-\$ 8.335.950,00		
1	\$ 2.106.036	\$ 1.904.191,68		
2	\$ 2.106.036	\$ 1.721.692,30		
3	\$ 2.106.036	\$ 1.556.683,81		
4	\$ 2.106.036	\$ 1.407.489,89		
5	\$ 2.106.036	\$ 1.272.594,83		
6	\$ 2.106.036	\$ 1.150.628,24		
7	\$ 2.106.036	\$ 1.040.351,03		
8	\$ 2.106.036	\$ 940.642,89		
9	\$ 2.106.036	\$ 850.490,85		
10	\$ 2.106.036	\$ 768.979,07		
11	\$ 2.106.036	\$ 695.279,45		
12	\$ 2.106.036	\$ 628.643,26		

Valor Presente Neto (VPN)	\$ 5.601.717,31
Tasa Interna de Retorno (TIR)	23%

Fuente: Elaboración propia

En el (Cuadro 32) se realizó el análisis económico correspondiente, en primera estancia se dividió el ahorro anual del gas natural en el número de meses, lo cual nos da un ahorro por mes de \$ 2.106.036 millones, teniendo la inversión inicial del economizador que se calculó anteriormente en el CAPEX, que nos da un valor de \$8.445.950 millones, se procede a verificar que tan rentable es realizar esa inversión.

Calculamos el valor presente neto (VPN) lo que nos da un valor de \$ 5.601.717,31 esto nos da a entender que, le sale más rentable a la planta de beneficio animal realizar el economizador, que dejar el dinero en un CDT.

También se realizó el cálculo de la tasa interna de retorno (TIR) y nos dio un porcentaje del 23%, mayor al porcentaje que nos ofrece el banco al ingresar el dinero a un CDT, por lo que realizar el economizador sale rentable.

## 6. CONCLUSIONES

El consumo y costo del gas natural en una planta de sacrificio tipo 1 anual es de 265.473 m<sup>3</sup> y de \$509.919.421 millones respectivamente, y el consumo y costo del vapor anual es de 1.824 m<sup>3</sup> y de \$552.721.645 millones respectivamente.

El diseño del economizador permite integrar el biogás generado en el proceso anaerobio, aumentando la temperatura del agua en un valor de 57,9°C a la entrada de la caldera, reduciendo así el consumo de gas natural anual en un 4.26% al año.

Al realizar el análisis económico de la implementación del economizador, se obtuvo un consumo de gas natural anual de \$484.646.984 millones, lo que le representa a la planta de beneficio bovino un ahorro del 13.31% o \$2.106.036 millones mensuales.

## 7. RECOMENDACIONES

Se recomienda realizar un estudio piloto para validar el diseño del economizador a escala real.

Se recomienda explorar la posibilidad de utilizar el biogás para otros procesos en la planta de beneficio bovino.

Se recomienda realizar un estudio de mercado para identificar las oportunidades de comercialización del economizador.

Se recomienda desarrollar estrategias para la capacitación del personal en la operación y mantenimiento del economizador.

## BIBLIOGRAFÍA

BIODIGESTORES: LOS residuos como generadores de energía [Anónimo]. Argentina.gob.ar [página web]. Disponible en Internet: <<https://www.argentina.gob.ar/interior/ambiente/accion/biodigestores#:~:text=Un%20biodigestor%20es%20un%20recipiente,mediante%20un%20generador%20a%20gas>>.

BUSTILLO-LECOMPTE, Ciro Fernando y MEHRVAR, Mehrab. Slaughterhouse wastewater characteristics, treatment, and management in the meat processing industry: A review on trends and advances. En: Journal of Environmental Management [en línea]. Septiembre, 2015. vol. 161 [consultado el 31, marzo, 2024], p. 287-302. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.1016/j.jenvman.2015.07.008>>. ISSN 0301-4797.

CAIXETA, Cláudia E. T.; CAMMAROTA, Magali C. y XAVIER, Alcina M. F. Slaughterhouse wastewater treatment: evaluation of a new three-phase separation system in a UASB reactor. En: Bioresource Technology [en línea]. Enero, 2002. vol. 81, no. 1 [consultado el 31, marzo, 2024], p. 61-69. Disponible en Internet: <[https://doi.org/10.1016/s0960-8524\(01\)00070-0](https://doi.org/10.1016/s0960-8524(01)00070-0)>. ISSN 0960-8524.

CENGEL, Yunus A. Heat and Mass Transfer. [s.l.]: McGraw Hill Higher Education, 2011. ISBN 9781259253775.

----- . TERMODINAMICA. 7ª ed. [s.l.]: McGrawHill, 2012.

CLEAVERBOOKS [Anónimo]. (2008). Disponible en Internet: <<http://cleaverbrooks.com/products-and-solutions/heatrecovery/condensing-economizer>>.

DE LA CRUZ ESPINOSA, Washington Mesías y PALACIOS SÁNCHEZ, Bryan Josué. Diseño y simulación de un sistema de precalentamiento de agua en el camal metropolitano de Quito utilizando biogás. En: Escuela Politécnica Nacional [en línea]. 20, febrero, 2018. Disponible en Internet: <<http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/19205>>.

DIGESTIÓN ANAEROBIA [Anónimo]. Agència de Residus de Catalunya [página web]. (9, septiembre, 2009). Disponible en Internet: <[https://residus.gencat.cat/es/ambits\\_dactuacio/valoritzacio\\_reciclatge/instal\\_lacions\\_de\\_gestio/tractament\\_biologic/digestio\\_anaerobia/](https://residus.gencat.cat/es/ambits_dactuacio/valoritzacio_reciclatge/instal_lacions_de_gestio/tractament_biologic/digestio_anaerobia/)>.

ECOFLAM. Gama de productos. Ecoflam [página web]. Disponible en Internet: <<https://www.ecoflam-burners.com/int/es/range/gas/38/maxgas/1/gas/1800/max-gas-40-p>>.

EXHIBIR EQUIPOS. Quemador a gas WAYNE 250.000 BTU P250AF - exhibir equipos. Exhibir [página web]. Disponible en Internet: <<https://exhibirequipos.com/producto/quemador-wayne-gas-p250af/>>.

FEDERACIÓN COLOMBIANA DE GANADEROS (FEDEGAN). Cifras de referencia del sector ganadero colombiano [en línea]. [s.l.]: [s.n.], 2020. Disponible en Internet: <[https://cerodeforestacioncolombia.co/wp-content/uploads/2021/02/Cifras\\_Referencia\\_2020.pdf](https://cerodeforestacioncolombia.co/wp-content/uploads/2021/02/Cifras_Referencia_2020.pdf)>.

FEDERACIÓN COLOMBIANA DE GANADEROS (FEDEGAN). Cifras de referencia del sector ganadero colombiano [en línea]. [s.l.]: [s.n.], 2017. 55 p. Disponible en Internet: <[https://estadisticas.fedegan.org.co/DOC/download.jsp?pRealName=Cifras\\_Referencia\\_2017.pdf&ildFiles=641](https://estadisticas.fedegan.org.co/DOC/download.jsp?pRealName=Cifras_Referencia_2017.pdf&ildFiles=641)>.

GAS Y GAS S.A.S. Calderas de gas medellin. Gas y Gas Medellin [página web]. Disponible en Internet: <<https://www.gasygasmed.com/>>.

GONZÁLEZ, Mahuli A. Unidad n° 4 tablas y graficos intercambiadores de calor. En: Aprendizaje dialogico interactivo operaciones unitarias i. [s.l.]: UNIVERSIDAD NACIONAL EXPERIMENTAL FRANCISCO DE MIRANDA. p. 47.

INSTITUTO DE HIDROLOGÍA, METEOROLOGÍA Y ESTUDIOS AMBIENTALES. Clima - ideam. IDEAM [página web]. Disponible en Internet: <<http://www.ideam.gov.co/web/ecosistemas/clima>>.

LÓPEZ CLEMENTE, H. A. Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera piro-tubular de 200 BHP [en línea]. [s.l.]: Universidad Nacional del Centro del Perú, 2017. Disponible en Internet: <<https://repositorio.uncp.edu.pe/handle/UNCP/5628>>.

LUGONES, Benigno. Análisis de biodigestores en funcionamiento. 2001.  
MARÍN HERRERO, Jose María. Diseño y cálculo de intercambiadores de calor monofásicos. [s.l.]: Paraninfo, 2013. 144 p. ISBN 8428304386.  
OCDE-FAO PERSPECTIVAS Agrícolas 2020-2029 [Anónimo] [en línea]. Paris: [s.n.], 2020. 352 p. OECD Publishing. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.1787/a0848ac0-es>>.

OELKER BEHN, Arnulfo. ECONOMIZADORES [en línea]. [s.l.]: Thermal Engineering Ltda. 6 p. Disponible en Internet: <[https://www.thermal.cl/docs/articulos\\_tecnicos/articulo\\_\\_\\_economizadores.pdf](https://www.thermal.cl/docs/articulos_tecnicos/articulo___economizadores.pdf)>.

OSEJO MARTINEZ, David Ernesto. Diseño de una caldera de generación de vapor piro-tubular de 10 bhp expandible a 25 bhp mediante módulos. Bogotá: FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA, 2017. 175 p.

PALOMINO MASCO, Joel Fernando. Modelamiento experimental del intercambiador de calor de tubos y carcasa de Längerer [en línea]. [s.l.]: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010. Disponible en Internet: <[https://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/PUCP\\_b3b43d0e1b31c41bb8e44c600e942d01/Details](https://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/PUCP_b3b43d0e1b31c41bb8e44c600e942d01/Details)>.

PRATT, Georgia. ¿Qué es el biogás? CROWCON [página web]. (7, marzo, 2022). Disponible en Internet: <<https://www.crowcon.com/es/blog/what-is-biogas/>>.

PYSMENYYY, Yevgen, *et al.* Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados. [s.l.]: Editorial Reverté. ISBN 9789686708639.

RESTREPO COLÓN, Neysser Antonio. Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300BHP [en línea]. Trabajo de grado para título de Ingeniero Mecánico. Medellín: Universidad de Antioquia, 2021. 136 p. Disponible en Internet: <[https://bibliotecadigital.udea.edu.co/bitstream/10495/19758/15/RestrepoNeysser\\_2021\\_EconomizadorCalderaPiroTubular.pdf](https://bibliotecadigital.udea.edu.co/bitstream/10495/19758/15/RestrepoNeysser_2021_EconomizadorCalderaPiroTubular.pdf)>.

ROMERO ROCHÍN, Víctor. Termodinámica [en línea]. [s.l.]: [s.n.], 2014. Disponible en Internet: <<https://www.fisica.unam.mx/personales/romero/TERMO2014/TERMO-NOTAS-2014.pdf>>.

SADDOUD, Ahlem; HASSAÏRI, Ilem y SAYADI, Sami. Anaerobic membrane reactor with phase separation for the treatment of cheese whey. En: Bioresource Technology [en línea]. Agosto, 2007. vol. 98, no. 11 [consultado el 31, marzo, 2024], p. 2102-2108. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.1016/j.biortech.2006.08.013>>. ISSN 0960-8524.

SÁNCHEZ, Zamir, *et al.* Simultaneous Synergy in CH<sub>4</sub> Yield and Kinetics: Criteria for Selecting the Best Mixtures during Co-Digestion of Wastewater and Manure from a Bovine Slaughterhouse. En: Energies [en línea]. 13, enero, 2021. vol. 14, no. 2 [consultado el 31, marzo, 2024], p. 384. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.3390/en14020384>>. ISSN 1996-1073.

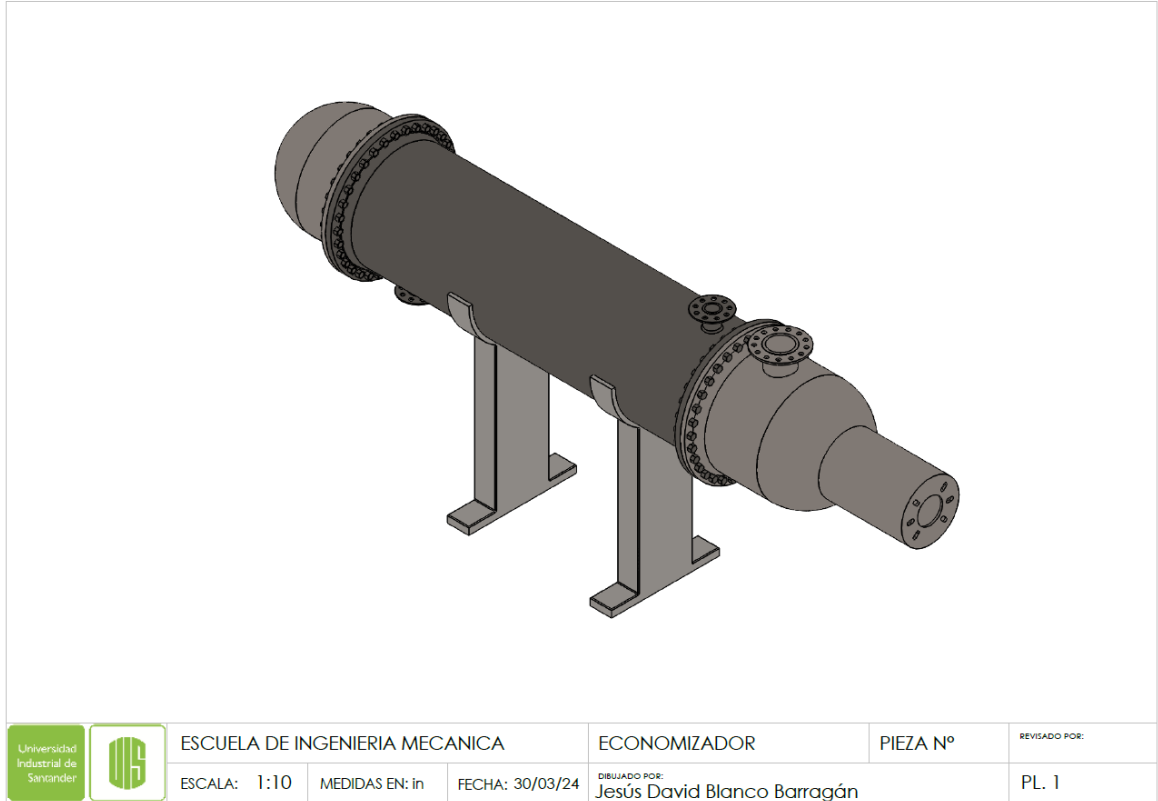
SERTH, Robert W. y LESTINA, Thomas G. Process heat transfer principles, applications and rules of thumb. 2ª ed. [s.l.]: Institution of Chemical Engineers. TIRADO, M. Generadores de Vapor. [s.l.]: SCRIBD. 53 p.

TORRES MARTÍNEZ, Ángela; GÓMEZ LÓPEZ, Esther Nayive y RODRÍGUEZ REYES, José Samuel. Implementación de un biodigestor para el aprovechamiento de los residuos de las granjas porcinas en el municipio de Tibaná. En: UNIVERSIDAD CATÓLICA DE COLOMBIA [en línea]. 2017. Disponible en Internet: <<http://hdl.handle.net/10983/15446>>.

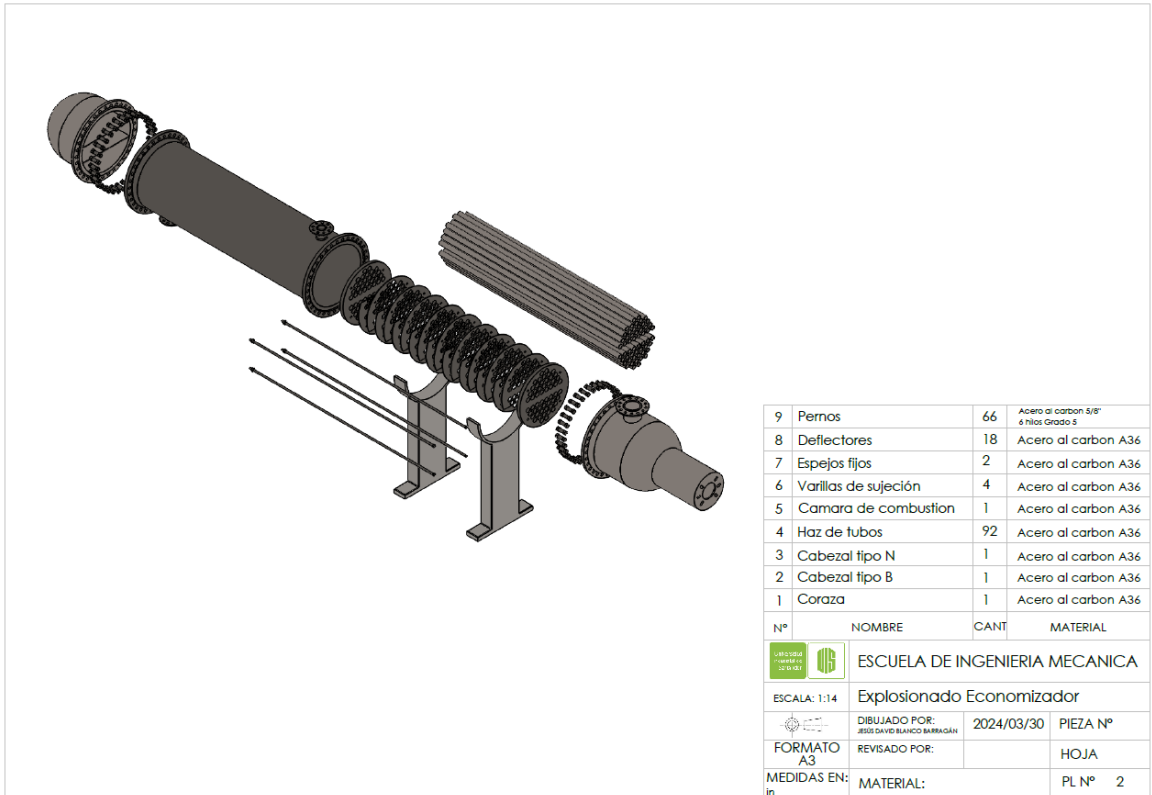
TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. [s.l.]: [s.n.], 2007.

## ANEXOS



### Anexo A Plano montaje economizador



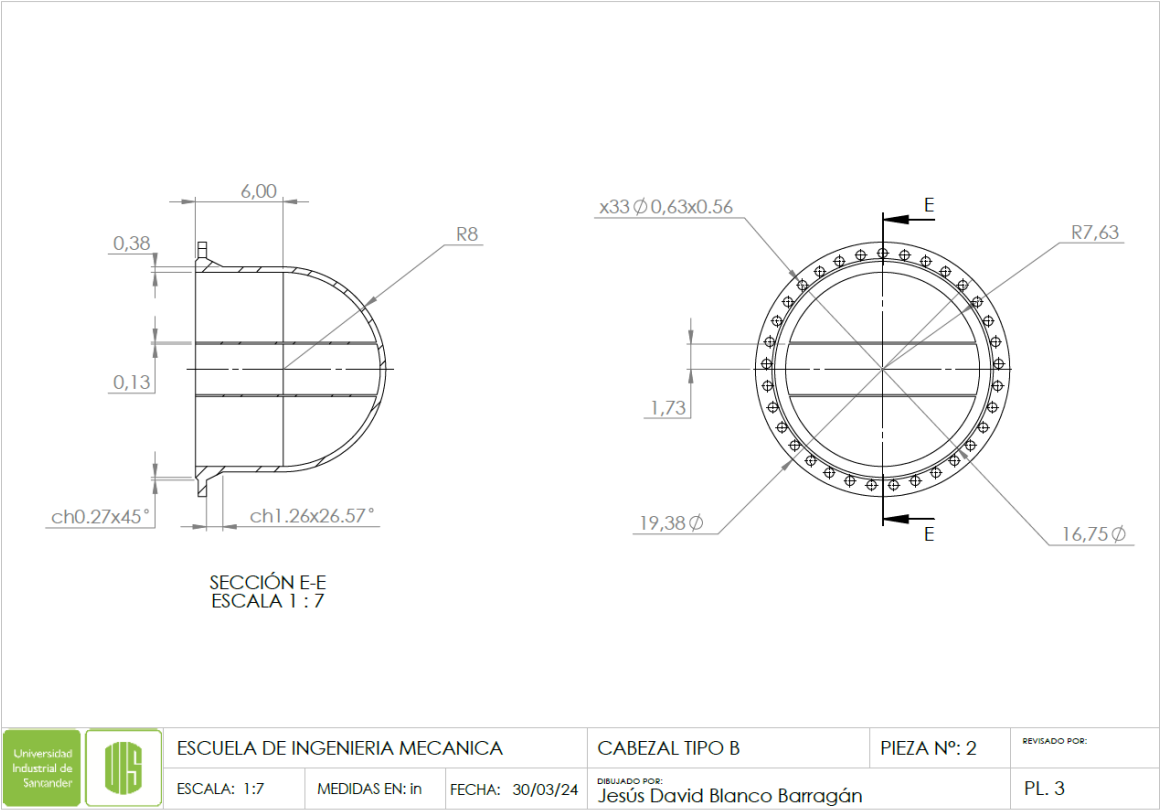
## Anexo B Explosionado economizador



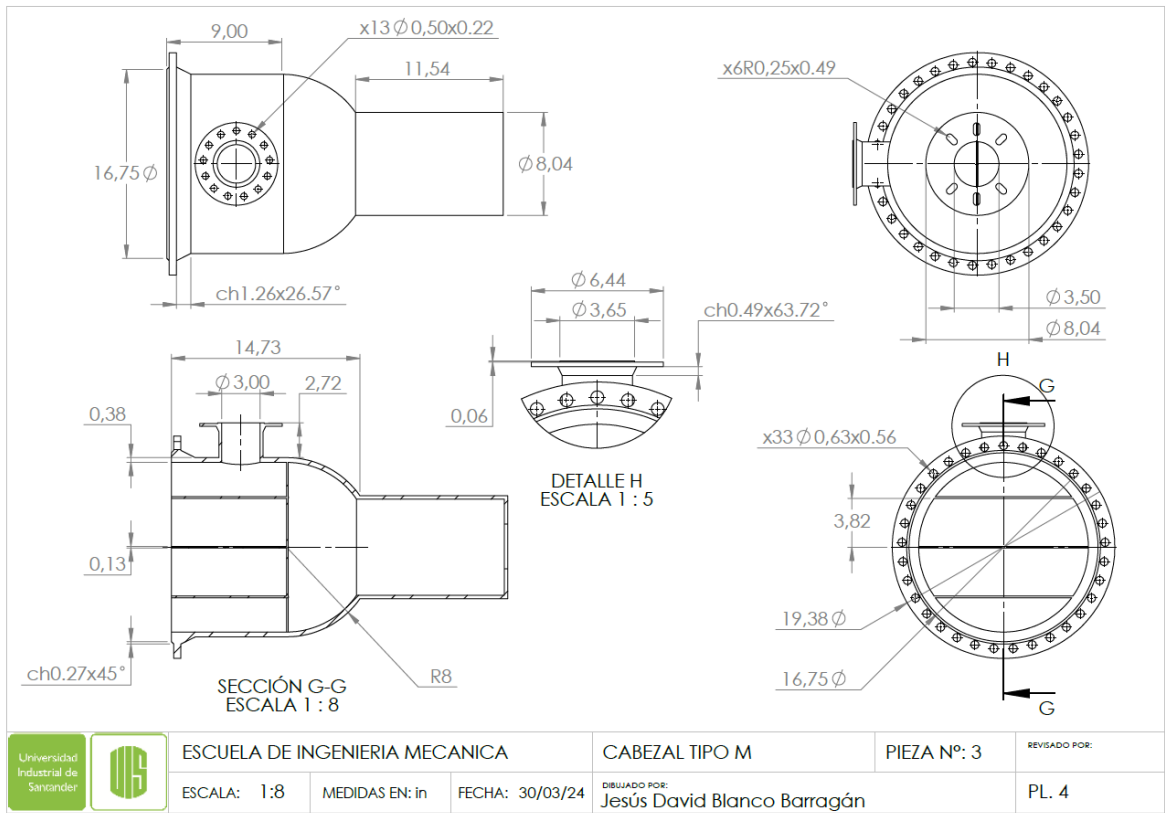
9	Pernos	66	Acero al carbon 5/8" 6 Nios Grado 5
8	Deflectores	18	Acero al carbon A36
7	Espejos fijos	2	Acero al carbon A36
6	Varillas de sujeción	4	Acero al carbon A36
5	Camara de combustion	1	Acero al carbon A36
4	Haz de tubos	92	Acero al carbon A36
3	Cabezal tipo N	1	Acero al carbon A36
2	Cabezal tipo B	1	Acero al carbon A36
1	Coraza	1	Acero al carbon A36

Nº	NOMBRE	CANT	MATERIAL
 <b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>			
ESCALA: 1:14 Explosionado Economizador			
 DIBUJADO POR: JESUS ANTONIO MARRASAN		2024/03/30	PIEZA Nº
FORMATO A3		REVISADO POR:	HOJA
MEDIDAS EN: in		MATERIAL:	PL Nº 2

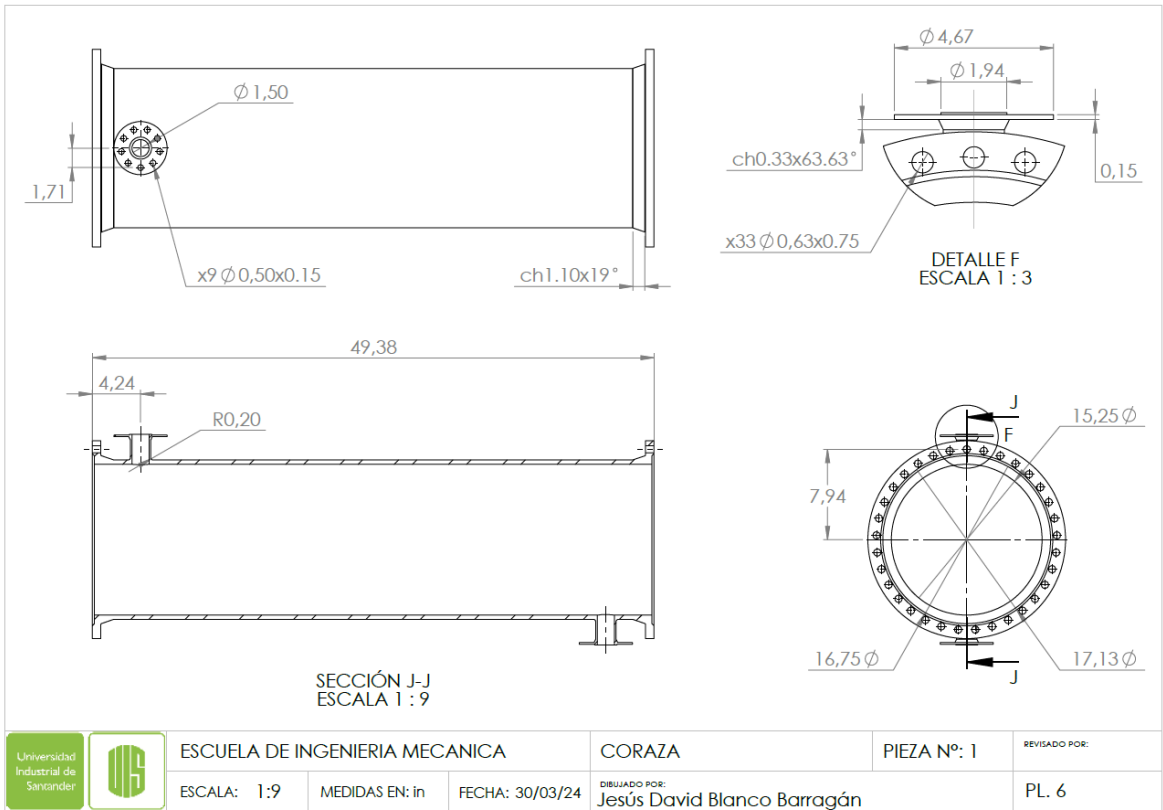
Anexo C Plano cabezal tipo B





# Anexo D Plano cabezal tipo M

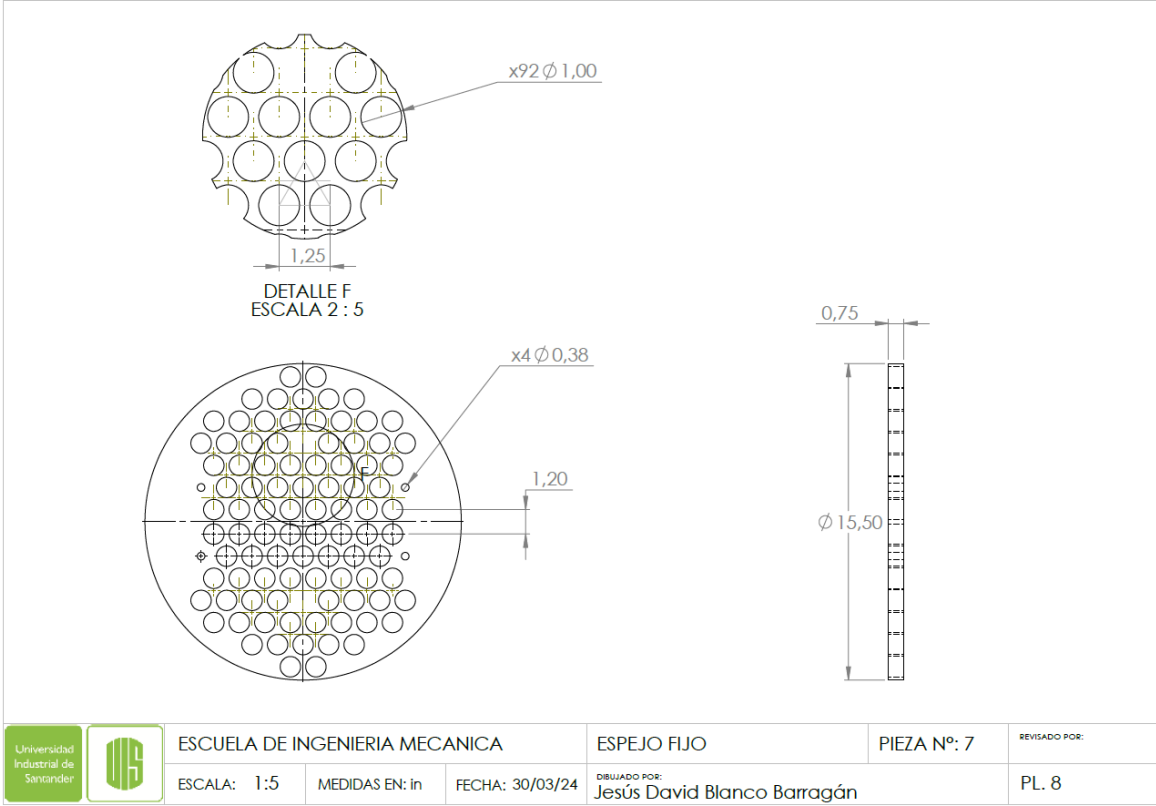


# Anexo E Plano coraza

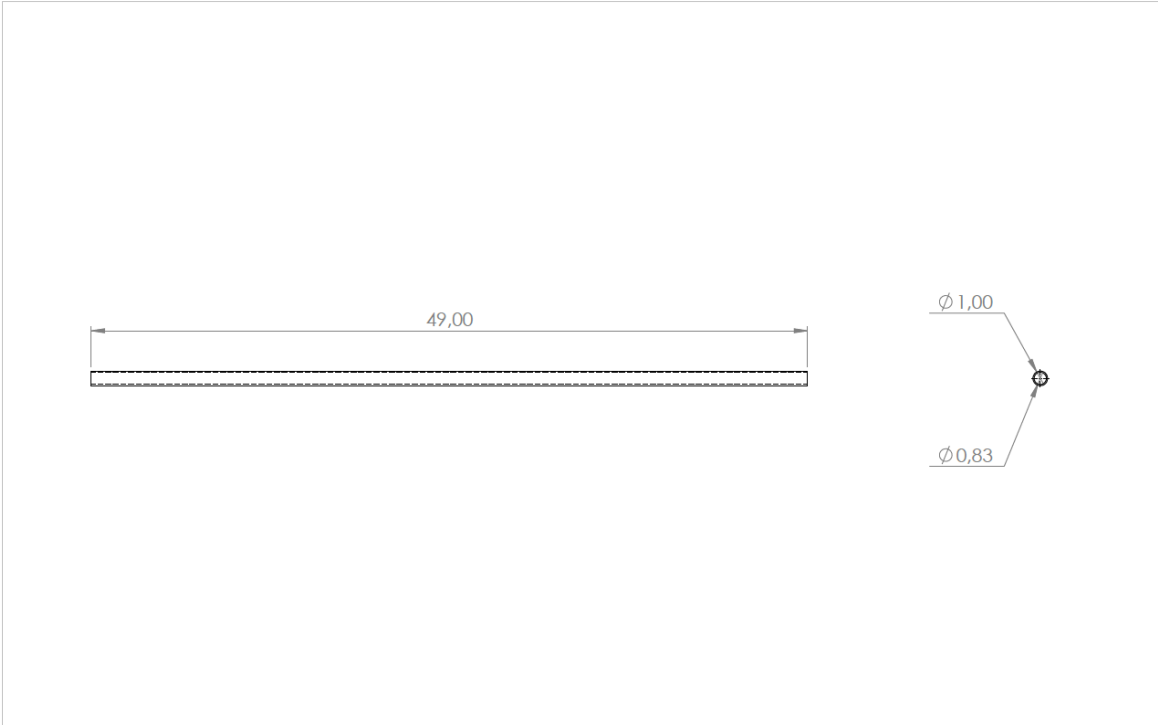



		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			CORAZA	PIEZA N°: 1	REVISADO POR:
		ESCALA: 1:9	MEDIDAS EN: in	FECHA: 30/03/24	DIBUJADO POR: Jesús David Blanco Barragán		PL. 6

Anexo F Plano espejo fijo

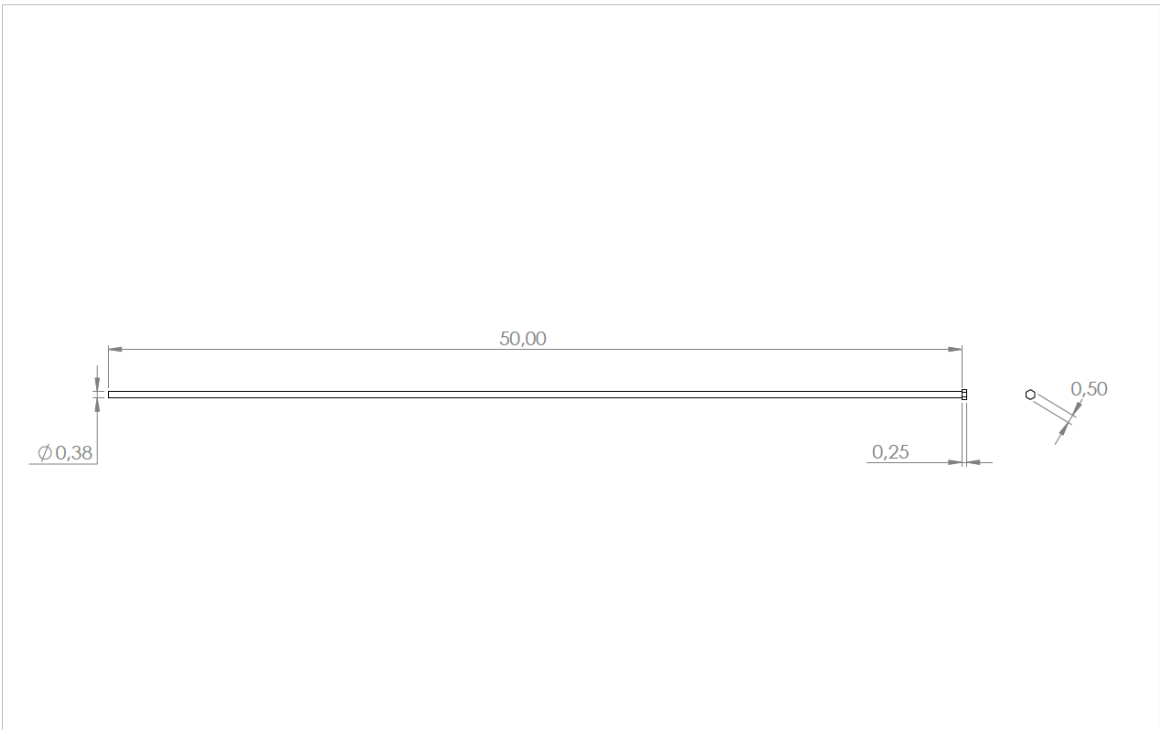


Anexo G Plano Tubo



		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			TUBO	PIEZA Nº: 4	REVISADO POR:
		ESCALA: 1:7	MEDIDAS EN: in	FECHA: 30/03/24	DIBUJADO POR: Jesús David Blanco Barragán		PL. 9

Anexo H Plano varilla de sujeción



	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			VARILLA DE SUJECIÓN	PIEZA N°: 6	REVISADO POR:
	ESCALA: 1:6	MEDIDAS EN: in	FECHA: 30/03/24	DIBUJADO POR: Jesús David Blanco Barragán		PL. 10