

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA**

**“Calentamiento del aire de combustión en calderas
pirotubulares para optimizar rendimiento de planta de
generación de vapor”**

AUTOR :
Bach. Villegas Ynilipu, julio cesar

ASESOR :
Mg. Benites Villegas, Héctor Domingo

NUEVO CHIMBOTE, JUNIO DEL 2023

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE **INGENIERIA** EN ENERGÍA



CARTA DE CONFORMIDAD DE ASESOR

La presente tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

“CALENTAMIENTO DEL AIRE DE COMBUSTION EN CALDERAS PIROTUBULARES PARA OPTIMIZAR RENDIMIENTO DE PLANTA DE GENERACION DE VAPOR”

Autores: Bach. Villegas Ynilipu, Julio Cesar.



Mg. Héctor Domingo Benítez Villegas
ASESOR

Código ORCID: 0000-0002-8809-6371

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA EN ENERGIA



CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR DE TESIS

El presente jurado evaluador da la conformidad del presente Informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al Reglamento General para obtener el grado Académico de Bachiller y Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS); titulado:

“CALENTAMIENTO DEL AIRE DE COMBUSTION EN CALDERAS PIROTUBULARES PARA OPTIMIZAR RENDIMIENTO DE PLANTA DE GENERACION DE VAPOR”

AUTORES: Bach. Villegas Ynilipu, Julio Cesar.


Revisado y Evaluado por el siguiente Jurado Evaluador



Dr. Joel Herrada Villanueva

PRESIDENTE

Código ORCID: 0000-0002-8791-8994



M.Sc. Julio Hipólito Nestor Escate Ravello

SECRETARIO

Código ORCID: 0000-0001-9950-2999



Mg. Héctor Domingo Benites Villegas

INTEGRANTE

Código ORCID: 0000-0002-8809-6371



UNS
UNIVERSIDAD

FACULTAD DE INGENIERIA
Dirección E.P. de Ingeniería en Energía

1 A los 24 día del mes de agosto del año dos mil veintitrés, siendo las diez de la mañana, se reunieron en el aula E2 de la EPIE, el Jurado Evaluador designado mediante T/ Resolución N°475-2023-UNS-CFI de fecha 04.08,2023, integrado por los siguientes docentes:

Dr. Joel Cerrada Villanueva	Presidente
M.Sc. Julio Hipólito Néstor Escate Ravello	secretario
Mg. Héctor Domingo Benites Villegas	Integrante

Y según la T/Resolución Decanal N°602-2023-UNS-FI de fecha 22.08.23, se declara expedito a la bachiller para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: **“CALENTAMIENTO DEL AIRE DE COMBUSTIÓN EN CALDERAS PIROTUBULABES PARA OPTIMIZAR RENDIMIENTO DE PLANTA DEGENERACIÓN DE VAPOR”** elaborado por el/la Bachiller de Ingeniería en Energía: JULIO CESAR VILLEGAS YNILIPU con código de matrícula N° 0200411013, teniendo como asesor al docente Mg. Héctor Domingo Benites Villegas, según T/Resolución Decanal N°445-2021-UNS-FI de fecha 19.08.2021.

Terminada la sustentación del Bachiller, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 103° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACION
JULIO CESAR VILLEGAS YNILIPU	17	Bueno

2 Siendo las once del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad

Dr. Joel Herrada Villanueva

PRESIDENTE

M.Sc. Julio Hipólito Nestor Escate Ravello

SECRETARIO

Mg. Héctor Domingo Benites Villegas

INTEGRANTE



Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por Turnitin. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

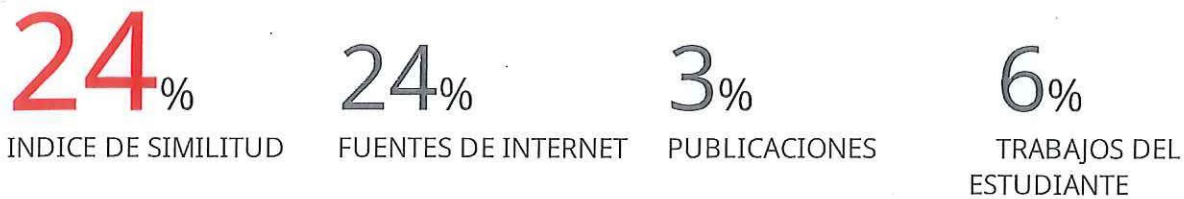
La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: Julio Villegas
Título del ejercicio: TESIS REVISION
Título de la entrega: CALENTAMIENTO DEL AIRE DE COMBUSTIÓN EN CALDERAS P..
Nombre del archivo: TESIS_JULIO_VILLEGAS.pdf
Tamaño del archivo: 2.02M
Total páginas: 96
Total de palabras: 22,601
Total de caracteres: 111,079
Fecha de entrega: 30-jul.-2023 11:53p. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega: 2139308565



CALENTAMIENTO DEL AIRE DE COMBUSTIÓN EN CALDERAS PIROTUBULARES PARA OPTIMIZAR RENDIMIENTO DE PLANTA DE GENERACIÓN DE VAPOR

INFORME DE ORIGINALIDAD



FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	14%
2	hdl.handle.net Fuente de Internet	1%
3	repositorio.ucv.edu.pe Fuente de Internet	1%
4	www.thermal-engineering.org Fuente de Internet	1%
5	www.coursehero.com Fuente de Internet	1%
6	vsip.info Fuente de Internet	1%
7	repositorio.uss.edu.pe Fuente de Internet	<1%
8	dspace.esPOCH.edu.ec Fuente de Internet	<1%

DEDICATORIA

A Dios por brindarme la posibilidad de realizar este proyecto como parte de mi vida profesional.

A mis padres por su ejemplo y cariño.

Para mi esposa por su apoyo constante.

Para mi hija que es el soporte y motivación en mi desarrollo profesional.

J.C.V.Y

RECONOCIMIENTO

En primer lugar, agradecer a Dios por la oportunidad de estar con vida y realizar una de mis metas anheladas, a pesar de las circunstancias de la vida nos dio la fuerza y ánimo para poder realizar la tesis.

Agradecer a mi asesor Mg. Héctor Benites, quien me apoyó y brindó sus conocimientos en todo momento de la elaboración de la tesis.

También agradecer a todos mis profesores de la Universidad Nacional del Santa y de la Escuela de Ingeniería en Energía por las enseñanzas necesarias, en hacer de mi un profesional con ética y moral.

Atentamente,

J.C.V.Y

INDICE GENERAL

INDICE RESUMEN

I.	INTRODUCCIÓN.	1
1.1	Realidad Problemática	1
1.2	Antecedentes	2
1.3	Justificación	4
1.4	Hipótesis	5
1.5	Objetivos	5
II.	MARCO TEÓRICO.	6
2.1	Generadores de vapor pirotubulares	6
2.2	Evaluación del desempeño de generadores de vapor	17
2.3	Calentamiento de aire de combustión	25
2.4	Desempeño del proceso de elaboración de harina de pescado	34
2.5	Evaluación económica	37
III.	MATERIAL Y MÉTODO	41
3.1	Material	41
3.2	Método	43
IV.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	51
4.1	Determinación de indicadores de desempeño y rendimiento de planta	51
4.2	Determinación del flujo de calor disponible por los gases de la combustión	52
4.3	Diseño térmico del calentador de aire	55
4.4	Mejora de los indicadores de desempeño y rendimiento de planta	60
4.5	Evaluación económica	62
4.6	Discusión de resultados	63
V.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	66
5.1	Conclusiones	66
5.2	Recomendaciones	67
VI.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68
VII.	ANEXOS	76

INDICE DE FIGURAS

Figura 1	Generador de vapor pirotubular	8
Figura 2	Proceso de transferencia de calor en un generador de vapor pirotubular	9
Figura 3	Vista lateral del hogar o flue de un generador de vapor pirotubular	11
Figura 4	Instalación de tubos de fuego en un generador de vapor pirotubular	12
Figura 5	Vista de un espejo de un generador de vapor pirotubular	13
Figura 6	Componentes de un generador de vapor pirotubular	14
Figura 7	Disposición de flujos en generador de vapor pirotubular de 2 pasos	15
Figura 8	Comportamiento del exceso de aire en la eficiencia	22
Figura 9	Comportamiento de la temperatura de gases de combustión en la eficiencia	23
Figura 9	Influencia de la temperatura del agua de alimentación en el consumo de Combustible	24
Figura 10	Precalentador de aire ubicado en chimenea de generador de vapor	26
Figura 11	Precalentador de aire tubular	28
Figura 12	Precalentador de aire regenerativo	29
Figura 13	Arreglo cuadrado para banco de tubos	32
Figura 14	Arreglo cuadrado para banco de tubos	33
Figura 15	Balance de energía en quemador	34
Figura 16	Distribución de flujos en la chimenea	46
Figura 17	Distribución de temperaturas en precalentador de aire	47
Figura 18	Aplicación de la ecuación de continuidad en caldero	53
Figura 19	Diagrama de intercambio de temperaturas para sistema de calentamiento de aire de combustión	54

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Propiedades del Aire	41
Tabla 2 Propiedades del Gas Natural	42
Tabla 3 Estructura de costos del Gas Natural en Zona Norte Categoría Pesca	42
Tabla 4 Datos nominales de generación de vapor	42
Tabla 5 Datos estructurales de generación de vapor	43
Tabla 6 Información de producción de planta harina	43
Tabla 7 Constantes C y m para flujo cruzado	49
Tabla 8 Sensibilidad de los indicadores de rentabilidad	63

RESUMEN

La empresa pesquera OP7&Bell SAC de 10 toneladas/h de capacidad tiene 2 calderos de 300 BHP, donde el caldero 1 opera de forma continua para planta de harina, mientras que la operación del caldero es intermitente u opera para planta de conservas con el mismo ritmo de operación. El rendimiento de planta de vapor es un indicador de desempeño que evalúa el flujo de vapor producido en relación al flujo de combustible empleado, en este casi el valor es de 12,9 kg de vapor/m³ de gas natural consumido, operando con aire a temperatura ambiental en el proceso de generación de vapor.

El trabajo de investigación es del tipo pre -experimental, de naturaleza descriptiva. El diseño de la investigación pre- experimental se utiliza para establecer una relación entre la causa y el efecto de una situación.

Se cuantifico el flujo de calor sensible de los gases de la combustión obteniéndose un valor de 4 274,7 kg de gases de combustión/hora en un rango de temperatura desde 180°C a 110°C para ser aprovechados en un calentador de aire desde 20°C a 93,7 °C, para ello se dimensiona un calentador de aire de flujo cruzado formado por 8 tubos de 1 ½” SCH 40 ASTM A-312 304 de acero sin costura de 3 pasos, con 900 mm de longitud por paso, con una diferencia media logarítmica de temperatura de 77,8 °C y un coeficiente global de transferencia de calor de 384,26 W/m²-°K. El rendimiento de planta se incrementa a un valor de 13,37 kg de vapor/m³ de gas natural consumido con un valor de mejora porcentual de 3,4%.

PALABRA CLAVE: Calentamiento de aire, calderos, rendimiento de planta de vapor.

ABSTRACT

The OP7&Bell SAC fishing company with a capacity of 10 tons/h has 2 boilers of 300 BHP, where boiler 1 operates continuously for the flour plant, while the operation of the boiler is intermittent or operates for the canning plant with the same rate of operation. The steam plant performance is a performance indicator that evaluates the flow of steam produced in relation to the flow of fuel used, in this almost the value is 12.9 kg of steam/m³ of natural gas consumed, operating with air at ambient temperature in the steam generation process.

The research work is of the pre-experimental type, of a descriptive nature. The pre-experimental research design is used to establish a relationship between cause and effect of a situation.

The sensible heat flux of the combustion gases was quantified, obtaining a value of 4 274.7 kg of combustion gases/hour in a temperature range from 180°C to 110°C to be used in an air heater from 20 °C to 93.7 °C, for this a cross-flow air heater is sized consisting of 8 tubes of 1 ½ "SCH 40 ASTM A-312 304 of seamless steel with 3 passes, with 900 length per pass , with a mean log temperature difference of 77.8 °C and an overall heat transfer coefficient of 384.26 W/m²-°K. The plant performance increases to a value of 13.37 kg of steam/m³ of natural gas consumed with a percentage improvement value of 3.4%.

KEYWORD: Air heating, boilers, steam plant performance.

I. INTRODUCCIÓN.

1.1 Realidad problemática

El aumento del precio del combustible, luego del periodo de pandemia COVID 19 trae como necesidad de las reconfiguraciones existentes en los aspectos económicos, políticos y sociales en el mundo. El alto costo de la energía tiene su efecto en cascada sobre el resto de actividades, lo cual ha traído la recesión como el principal problema de orden geopolítico, lo que ha obligado a bancos o financieras a incrementar su tasa de interés, lo que retrasa el crecimiento económico y frenan los esfuerzos para combatir el cambio climático irreversible, esto se evidencia con gran magnitud en el sector industrial, donde las empresas de elaboración de harina presentan ese gran problema de costos que los obliga a migrar hacia combustibles de menor costo, como lo es el gas natural e implementar técnicas de eficiencia y ahorro de energía en sus áreas de generación de vapor.

En Chimbote muy pocas empresas han logrado hacer una realidad el proceso de conversión de sus unidades de generación de vapor desde Petróleo Residyual 500 a gas natural, habiéndose limitado los nuevos proyectos de reconversión tecnológica a la falta de oferta de gas natural , debido a que el volumen de gas natural de Camisea transportado por TGP esta comprometido. Del mismo modo existe aun costos de facturación de combustibles que requieren ser reducidos con la finalidad de abaratar los costos de operación para las empresas pesqueras de baja capacidad de producción. La Empresa Op7&Bell S.A.C tiene 02 calderos de vapor pirotubulares para abastecer de vapor saturado a su planta de conserva y planta de harina residual de 10 Toneladas/hora. El año 2018 reconvirtió sus calderos desde petróleo R500 a gas natural, este último es abastecido por redes de distribución en la Zona industrial Gran trapecio por la Empresa Quavii SAC.

Actualmente la combustión se realiza con aire comburente a temperatura ambiental lo cual genera gases de la combustión a 180 °C que son emitidos a la atmosfera a través de las chimeneas de tiro forzado de los calderos.

Las Plantas consumidoras de energía, principalmente del sector pesquero, necesitan del insumo energético térmico para poder cumplir con sus actividades productivas. La continua variación de los costos de los combustibles para el periodo 2020 y 2021 debido al Covid 19 lo cual ha producido gastos excesivos en su consumo de combustible, básicamente con la caída del precio del petróleo que afecto a los costos

del gas natural, en este caso si se tienen equipos consumidores de gas natural como son los calderos de la Empresa Op7&Bell S.A.C, el gas natural se suministra a través de gasoducto virtual en Nuevo Chimbote. Las empresas cuentan con una problemática cotidiana que les permita adecuarse a los nuevos cambios, por lo tanto, requieren de ser más competitivos y están en la busque de mejoras tecnológicas para los procesos y con ello ofertar una harina de calidad y con bajo costo de operación. Por ello se identificó que la temperatura de gases de la combustión en chimenea es de 180 °C con la combustión del gas natural, el cual a diferencia de los gases de la combustión del R500, pueden admitir a la salida de la chimenea valores de hasta 110 °C , con lo cual existe un remanente de flujo de calor sensible de 70 °C que pueden aprovecharse para poder incrementar el rendimiento de planta de la Empresa.

Teniendo en cuenta que un remanente de flujo masico de gases de combustión a la salida en los calderos de 180 °C, los cuales pueden aprovecharse hasta un valor permitido de 110°C, y la posibilidad de incrementar el rendimiento de planta de la Empresa Op7&Bell S.A.C, reduciendo su facturación mensual por consumo de combustible, formulamos el siguiente problema:

¿Cuánto se optimiza el rendimiento de planta de generación de vapor mediante el calentamiento del aire de la combustión?

1.2 Antecedentes:

Se presentan los antecedentes para el presente informe:

Cano, I. & Cueva, J. (2012), en el estudio del sistema de calentamiento de aire para el ahorro de energía para el horno de calentamiento de palanquillas en Siderperú S.A. para obtener el título de Ingeniero en la Universidad Nacional del Santa, concluyeron lo siguiente : el sistema de calentamiento de aire de 20°C hasta 300 °C, con los gases de la combustión desde la temperatura de 600° a 371 °C permite mejoras en el rendimiento del horno desde 72,84 % a 82%, disminuyendo 673,92 Toneladas de CO₂/año sin emitirse al medio ambiente, con lo cual acceden a los proyectos de MDL y bonos de carbono, del mismo se emplea un potencial de energía remanente.

Díaz, J. (2018), en su tesis Diseño de cambiador tubular de agua-gases de combustión de un grupo electrógeno para disminuir costos de producción de vapor en Hayduk Puerto Malabrigo. para el título de Ingeniero Mecánico Electricista, concluye que se dimensiono un cambiador de tubos de agua-gases residuales, para un flujo másico de

agua de alimentación a reponer en el desareador del caldero. Se diseñó el recuperador de calor de los gases de combustión, del mismo modo se determinaron los costos de la implementación de la propuesta, en este caso precio de componentes, ahorros potenciales por la reducción del consumo de combustible. Así mismo se evaluó el impacto ambiental, lográndose la reducción de importantes volúmenes de dióxido de carbono. Por otro lado el agua de alimentación se calentó desde 20 a 40°C y se obtuvo como principal resultado un ahorro anual de 86 000 soles por el combustible dejado de consumir.

López, H. (2018) en su tesis Captación de energía de gases de escape a través de un economizador para incrementar la eficiencia de un caldero de 200 BHP para obtener el título de Ingeniero Mecánico, Universidad Nacional del Centro, Perú, tuvo por finalidad aprovechar el máximo del flujo de calor contenido en los gases de la combustión emitidos por la chimenea, para ello se diseñó un calentador de aire-gases para el caldero de 200 BHP, del tipo helicoidal con tubos bimetálicos con superficies extendidas tipo L. Se logró la disminución de la temperatura de los gases de escape a 130 °C en la operación a plena carga del caldero. El caldero de 200 BHP tiene un rendimiento de 76% operando inicialmente con aire fresco en la combustión, luego con la propuesta de implementación logra alcanzar un rendimiento de 82,64% en promedio, demostrando el efecto que tiene un calentador de aire en la combustión y operación del caldero, reduciéndose la temperatura de los gases de combustión hasta 130 °C desde un valor inicial de 180°C.

Mamani, C. & Ramos, F. (2018) en su tesis de Optimización energética en el generador de vapor del comedor universitario de la Universidad Nacional del Altiplano en Puno de 0,150 Ton de vapor/h, para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Altiplano de Puno concluye que se cumplió el objetivo de realizar un balance energético en el caldero y optimizar 2,96 % el rendimiento a partir de la implementación de un serpentín con el aprovechamiento de los gases de combustión para calentar agua de alimentación y un plan de mantenimiento preventivo para la sala de calderos.

Meléndez, R. (2005) en su tesis Cálculo, diseño e instalación de un economizador para un caldero acuotubular de 2 900 BHP, para obtener el título de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa, Perú concluye que al instalar el calentador de aire de combustión se logra la disminución del consumo de Petróleo Bunker 6 en 2,5

% para un sistema de generación continua de vapor sobrecalentado, a 40 kgf/cm² de presión y 300 °C para su empleo en planta para procesos de generación de electricidad y procesos térmicos. En el calentador de aire, los gases fluyen interiormente por el banco de tubos en un sistema de intercambio de calor con flujo cruzado, mientras el aire a calentar fluye externamente al banco de tubos, en un proceso de intercambio de calor desde adentro hacia afuera con mucha efectividad.

Pacheco, R. y Vargas, E, (2021) en su investigación sobre la Recuperación de gases de un caldero de 500 BHP calentar el agua para la máquina removedora de piel de pescado en conservera la Chimbotana S.A.C para la obtención del título de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa, lograron la cuantificación del flujo de calor disponible de los gases de la combustión aprovechando un gradiente de temperaturas entre 180 °C a 110 °C para un flujo másico de 6 055 kg de gases/h que aporta una energía térmica de 453 553,4 kJ/h, calentado 1,5 m³ /h de agua de proceso en planta para remoción de piel de pescado para el proceso de conservas. Se consiguió disminuir la temperatura de gases hasta 112,6 °C y se obtuvo una disminución del combustible empleado de 1 177 kg GLP/mes disminuyendo el consumo de energía primaria de 4,23 %,

Paredes, J. (2009) en su tesis acerca del estudio de un sistema de calentamiento de aire empleando los gases de escape en los calderos N°1, N°2 y N°3 en la Empresa Austral S.A. en el Puerto de Malabrigo. para obtener el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa demostró la rentabilidad técnica-económica con la propuesta de implementar un calentador de aire al aprovechar el flujo del calor de los gases de combustión de 03 calderos a partir de una temperatura de 217°C y un flujo masico de gases de combustión de 62 409 kg/h. Se logro calentar el aire hasta un valor de 53,3 °C, disminuyendo el consumo de combustible inicialmente en 135 Gal. R-6/h hasta un valor de 124,7 Gal. R-6/h.

1.3 Justificación:

Se justifica por lo siguiente:

La Empresa Op7&Bell S.A.C dentro de su Planta de generación de vapor que consume gas natural en el cual se presenta la ventaja tecnológica de recuperar parte del flujo de calor sensible saliente de los gases de combustión luego de que han cedido la mayor parte de su flujo de energía al agua para transformarse en vapor saturado. Para lo cual

se presenta como oportunidad tecnológica el calentamiento del aire de la combustión el cual ingresa al caldero actualmente a una temperatura de 20 °C, y una disminución de su temperatura para la combustión, le permitiría ingresar un flujo de calor sensible adicional en los quemadores, con lo cual se puede conseguir los siguientes beneficios: Reducción del consumo de gas natural mensual en la zona de calderas para mejorar su rendimiento de planta.

Disminución de la facturación mensual por el consumo de combustible.

Reducción de emisiones de gases de efecto invernadero como aporte de los compromisos pactados por nuestro país para la COP 21.

1.5 Hipótesis:

El rendimiento de planta de generación de vapor se optimiza 2 % mediante el calentamiento del aire de la combustión hasta 100°C.

1.6 Objetivos:

Objetivo general

Realizar el calentamiento del aire de la combustión en los calderos pirotubulares para optimizar el rendimiento de planta.

Objetivos específicos:

- Realizar un balance de energía en la planta de generación de vapor para determinar el flujo masico de vapor.
- Cuantificar el calor sensible de los gases de la combustión en los calderos pirotubulares.
- Dimensionar un calentador de aire con gases de la combustión
- Determinar el incremento del rendimiento de planta de generación de vapor.
- Realizar una evaluación económica de la propuesta de implementación del calentador de aire.

II. MARCO TEÓRICO.

2.1 Generadores de vapor pirotubulares.

2.1.1 Generalidades.

Un caldero es un aparato térmico que tiene por finalidad aprovechar la energía calorífica de la reacción de un combustible con aire para que agua tratada químicamente se transforme en vapor saturado o sobrecalentado. El vapor saturado en la industria tiene una variedad de usos tal como en procesos de calentamiento, cocción, secado, esterilización, evaporación, limpieza y como vapor sobrecalentado para generar energía eléctrica. Al ser un equipo isobárico es muy importante el control de la presión del vapor, debido a que con la temperatura, se puede determinar las condiciones reales de operación y desempeño. Según ello el caldero tendrá un rendimiento que es el grado de aprovechamiento del flujo de calor suministrado en flujo de calor útil. Del mismo modo su operación se limita hasta un máximo de flujo de combustible que puede emplearse en un quemador y de acuerdo a ello se tendrá un valor máximo de generación de vapor. (Rodríguez, 2006)

Un generador de vapor es un equipo térmico isobárico donde la energía de reacción de un combustible, se transforma en energía térmica útil. La caldera es un por lo general cilíndrico, donde en su interior cuenta con un conjunto de banco de tubos generalmente de 2 a 2 ½" de acero al carbono sin costura y número de cedula según la presión del vapor generado. Los calderos pirotubulares a diferencia de los acuotubulares se lo cuentan con un solo cámara de evaporación. Existe confusión entre caldero y generador de vapor, pero industrialmente el término correcto para referirnos al equipo isobárico donde se genera vapor en sus diversas formas se conoce como generador de vapor independientemente de su configuración. (Punina y Arcos, 2014)

Los generadores de vapor de agua son aparatos térmicos cuya función es transferir el flujo de calor contenido al agua en forma de calor sensible para el aumento de temperatura y de calor latente de vaporización para el cambio de estado, generándose vapor saturado, el cual puede ser calentado en una superficie de transferencia de calor llamado sobrecalentador, generándose vapor sobrecalentado. El vapor saturado se emplea en la industria y también las entidades de servicios como lo son los hospitales y lavanderías. En el caso del vapor sobrecalentado, este se emplea aprovechando su energía cinética para accionar una turbina de vapor axial, el cual está unido a un generador eléctrico, a través

del cual se puede generar energía eléctrica. Los generadores de vapor para vapor saturado son equipos mucho más pequeños con diámetros de hasta 3 metros y longitudes de hasta 9 metros, a diferencia de los calderos acuotubulares que son verticales pudiendo alcanzar alturas de hasta más de 2 metros según la potencia del caldero y su producción de vapor, y cuenta con áreas de intercambio de calor adicionales como recalentadores, economizadores, atemperadores, entre otros. (Mamani y Ramos, 2018)

Los generadores de vapor acuotubulares llamados también de tubos de agua se caracterizan porque el agua tratada químicamente o agua blanda circula dentro de los tubos, mientras que los gases de la combustión fluyen por la parte externa a estos cediendo su calor sensible. Las calderas tienen un rango de generación de vapor, desde equipos que pueden generar 1 t/h a una presión de 5 bar hasta calderos compactos que alcanzan producciones de 1 000 t/h y presiones de operación de 250 kg/cm² (superior a la presión crítica) , empleadas en centrales termoeléctricas con ciclo Rankine o como ciclos inferiores en las centrales termoeléctricas de ciclo combinado. (Rodríguez, 2006)

Los generadores de vapor en sus diversas configuraciones para generar vapor o agua caliente, son muy comunes para el uso industrial, semiindustrial o de servicio, para el caso de las calderas piro-tubulares (donde por la parte interior circulan los gases calientes de la combustión) se emplean a presiones entre 4-8 bar en la industria químicos, calefacción, agua caliente sanitaria, procesos de intercambio de calor entre fluidos a distintas temperaturas, aplicaciones en hospitales (para operaciones de esterilizado, planchado, cocinado, lavado, limpieza) calentamiento de agua para hoteles, piscinas, viviendas, centros de recreación y estéticos, entre otras aplicaciones. (Huamancayo, 2017)

En países como Brasil, Argentina, Colombia, Chile y Perú se tienen factorías o talleres certificados que fabrican calderas según normas internacionales como la Norma ASME para recipientes sometidos a presión, elaborando calderas de excelente calidad, con certificación internacional como es el caso de la marca Distral de Colombia. En el Perú, dentro de los fabricantes más importantes tenemos las marcas Intesa y Eclipse que son equipos térmicos que pueden alcanzar hasta los 2 000 BHP de potencia. (Huamancayo, 2017)

2.1.2 Generadores de vapor pirotubulares.

Conocidos también como equipos de tubos de humo, se identifican por que los gases calientes de la combustión se generan en una cámara de combustión llamada flue y luego deben circular por el interior de tubos de acero sin costura SCH 40 o 60 (por ser de baja presión) cediendo su calor sensible al gua que los circunda dentro de un recipiente de forma cilíndrica. Generan vapor saturado a bajas presiones y son del tipo horizontal (existiendo calderos tipo vertical para potencias de has 20 BHP) La presión máxima de operación en estos equipos es de 35 bar de presión.

Un generador de vapor es un dispositivo que opera a presión constante diseñado para producir de vapor saturado, producido a través del intercambio de energía térmica de los gases de la combustión a un fluido (agua), inicialmente en estado líquido, el cual se calienta alcanzando su punto de saturación a la presión de operación y luego cambia de estado en un proceso a isobárico. En función a la presión de operación dentro del caldero, estos deben fabricarse con materiales de alta resistencia a esfuerzos térmicos y mecánicos, así como sus uniones soldadas deben pasar por estrictos procesos de control de calidad. (Cansaya y Huallata, 2015)



Figura 1 Generador de vapor pirotubular

Fuente: Calderas Cleaver Brooks (2022)

El flujo de calor suministrado del proceso de combustión se transfiere a las paredes de los tubos de acero al agua que lo circunda, y todo en conjunto queda dentro de un cilindro o tambor, o cual esta revestida por lo general con lana de vidrio para evitar las perdidas por

transferencia de calor por convección. Su rendimiento global para calderas modernas alcanza el 87% , para ellos se han realizado disposiciones en el interior de los tubos tal como turbuladores, que permiten darle mayor agitación a los gases de la combustión, también mejorando los diseños de los quemadores y la disposición de difusores para mejorar la combustión y a través del uso de aleaciones de acero de mayor conductividad, también juega un rol importante las características operativas de los fluidos intervinientes como el agua, combustible y aire , estos últimos a presión y temperatura adecuados para una óptima combustión. Del mismo modo un adecuado revestimiento en las partes laterales con lana de vidrio y con refractarios en las tapas laterales permiten controlar las perdidas por transferencia de calor, (Cansaya y Huallata, 2015)

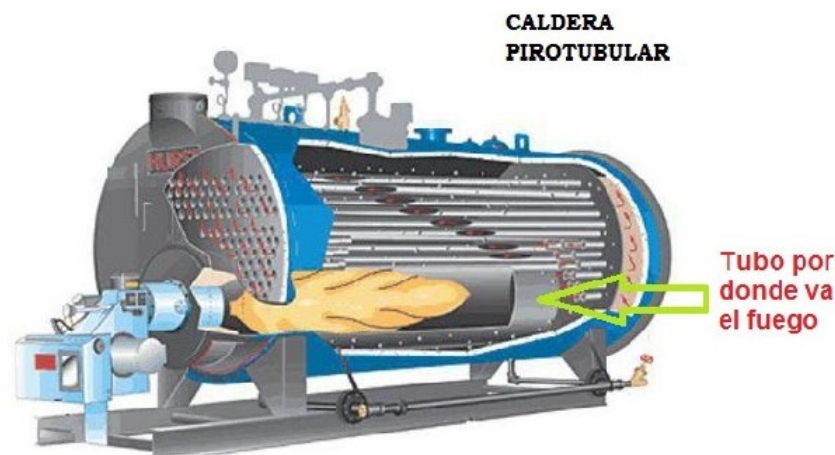


Figura 2 Proceso de transferencia de calor en un generador de vapor pirotubular

Fuente: Calderas Cleaver Brooks (2022)

Los generadores de vapor con quemadores para combustibles gaseosos por lo general emplean GLP o gas natural. Los quemadores de gas operan a bajas presiones con excesos de aire entre 10 a 15% con lo cual se consigue una combustión óptima y rápida. En cambio, para los quemadores de combustibles líquidos como el petróleo BD5 o el Residual 500, la presión de inyección es superior a 1 bar de presión para una adecuada atomización del combustible, empleándose excesos de aire entre 20 a 30%. Es relevante tener una buena relación de aire-gas para una adecuada combustión, esto se logra con quedaros en buen estado de limpieza y mantenimiento y con las variables de operación correcta. (Cansaya y Huallata, 2015)

La disposición de los quemadores de gas es parecido a los quemadores de combustibles líquidos. En la actualidad se emplean con frecuencia quemadores duales, que permitan el empleo de un combustible líquido o uno gaseoso según su disponibilidad y costo. Con respecto a la emisividad de la llama tienen comportamientos distintos los combustibles lo cual incidirá en la combustión, velocidad y eficacia de la reacción. Según el tipo de combustible y su temperatura de combustión se pueden alcanzar temperaturas de llama adiabática altas como se alcanza con el petróleo, y pueden alcanzar valores mucho mas alto en el caso de que la temperatura del aire comburente ingrese al quemador a una temperatura superior a la temperatura ambiental. (Cansaya y Huallata, 2015)

2.1.3 Componentes.

Los componentes de los generadores de vapor pirotubulares son:

- **Cuerpo:** El cuerpo de un caldero por lo general es de forma cilíndrica, lo cual es una plancha de acero laminado sometido a un proceso de rolamiento y unido a través de procesos de soldadura especial, que permitan soportar la presión de operación. Estos equipos son sometidos luego de su fabricación a presiones hidrostáticas para verificar su hermeticidad y pruebas radiográficas para la verificación de sus uniones soldadas. Dentro del cilindro se encuentra alojados el flue y el banco de tubos. (Vacacela, 2011)

La carcaza es la envoltura del caldero sometido a la presión de operación, Tienen en sus contornos externos tapas o registros de inspección llamados man hole (registro para inspección de hombre) y Hand hole (registro de mano). Estos permiten facilitar las tareas de limpieza e inspección del caldero y del mismo permite visualizar los exteriores de las tuberías y detectar por la coloración de estos la presencia de corrosión o incrustaciones. (García, 2013)

- **Hogar:** Esta conformado por un ducto de gran diámetro de perfil corrugado para poder absorber la dilatación térmica y la contracción por cambios de temperatura dentro del caldero. Dentro de ellos se alcanzan temperaturas de hasta 1 000 °C al inicio de la combustión. Su geometría y la forma de su superficie permite contrarrestar los efectos de esfuerzos térmicos por contracción y dilatación del material. (Vacacela, 2011)

La cámara de combustión también llamado flue, se ubica el quemador y los difusores debe estar diseñado para soportar altas temperaturas y el volumen de los gases formados, para lo cual un exceso de aire puede provocar una saturación de estos dentro del hogar. Se construyen de planchas corrugadas tipo Morrison de ½” por lo general, la cámara se encuentra fija a los espejos laterales del caldero. Dentro de los criterios constructivos de un hogar debe tener en cuenta:

La reducción de los tamaños de los calderos haciéndolos más compactas.

Aumentar el área de transferencia de calor en esta zona, donde se genera la mayor energía térmica.. (García, 2013)

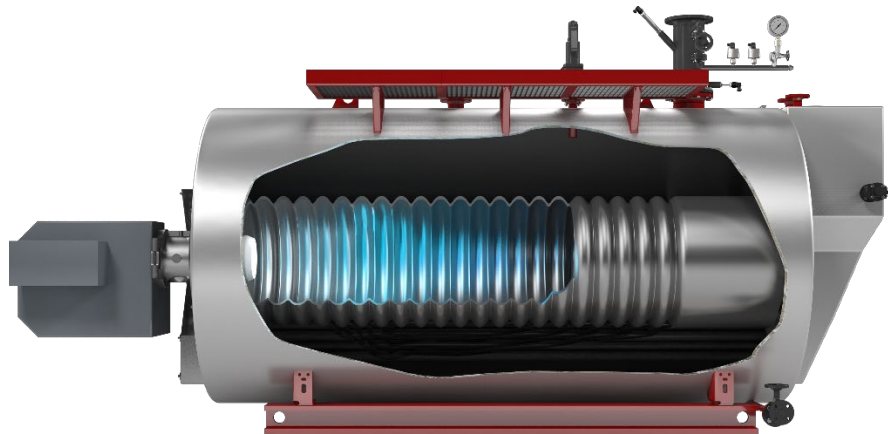


Figura 3 Vista lateral del hogar o flue de un generador de vapor pirotubular

Fuente: Calderas Bosch (2022)

- Tubos de fuego, dentro de ellos circulan los gases calientes con temperaturas que varían desde los 1 000 °C a 180°C según su punto de ubicación durante el recorrido a lo largo de los tubos. Los tubos por lo general son de aleaciones de acero sin costura y se encuentran unidos mediante procesos de soldado o expandados a los espejos laterales del caldero. La disposición de los tubos es del tipo triangular o tresbolillo con espacios entre tubos equivalentes al diámetro de la tubería. En calderas convencionales los diámetros varían de 2 a 2 ½”. Según el número de veces que circulan los gases dentro del caldero, los bancos de tubos se disponen en números de pasos que son de 2, 3 o 4 pasos. (Vacacela, 2011)

Los métodos para fabricación de los tubos de calderos son a través del estirado en caliente o en frío obteniéndose 2 clases de tuberías: las tuberías sin costura y las

tuberías con tubo soldado a tope. Las tuberías en su operación están sometidos a esfuerzos de compresión, axiales y longitudinales, así como esfuerzos térmicos, deben tener una alta resistencia a la dilatación lineal para evitar deformaciones con la temperatura. Los diámetros de tubos de mayor empleo son de 25 mm o 2" de diámetro, con espesores entre de 2 y 1,8 mm (1 /16 y 3/4 de pulgada). (Vacacela, 2011)

Las tuberías empleadas en calderos se rigen en normatividades internacionales, así tenemos: tubería sin costura para alta temperatura ASTM A 106 grado A, B, C célula (SCH) 40,60 u 80 según se requiera. Tubería soldada ASTM A 178 grado A ó C SCH 40, 60 u 80 Din 170175/59 SCH 40 u 80. (García, 2013)



Figura 4 Instalación de tubos de fuego en un generador de vapor pirotubular

Fuente: YERSCOMMERCE S.A. (2020)

El flue y los tubos de un generador de vapor se distribuyen en pasos. El 1 paso contiene exclusivamente al flue u hogar y es el que está sometido a la mayor temperatura de los gases de combustión, mientras que el segundo, tercer y cuarto paso esta conformado por los bancos de tubos según la capacidad del caldero. Para equipos entre 100 a 800 BHP se tienen de 3 pasos , mientras que de 1 000 a 2 500 BHP se cuentan con calderos de 4 pasos. El número de tubos por paso varía desde

el segundo paso con respecto al que le precede disminuyendo en porcentajes comprendidos de 15 a 18% . (García, 2013)

- Espejos: El flujo de gases es direccionado por medio de mamparos o reflectores, que tienen por finalidad dirigir el flujo de los gases de la combustión para poder direccionarlos por todo el largo del recorrido del caldero hasta la chimenea. (Vacacela, 2011)



Figura 5 Vista de un espejo de un generador de vapor pirotubular

Fuente: Calderas ASI (2021)

- Las compuertas están fabricadas de aleaciones de acero de alta dureza, tienen por finalidad hermetizar las tapas laterales de los calderos, así mismo permiten desviar al flujo de gases de la combustión son construidas de acero. La compuerta posterior que es la que recibe el impacto directo de la llama, estando revestida de material cerámico refractario para alta temperatura. (García, 2013)

Lo componentes indicados son:

Caldero con aislamiento. 2. Bastidor. 3. Cámara de inversión. 4. Salida de humo. 5. Válvula de bola de salida de vapor. 6. Válvula de seguridad o alivio. 7. Válvula de alimentación. 8. Válvula de retención o antirretorno. 9. Indicador de nivel de agua de borosilicato. 10. Válvula de arrastre. 11. Manómetro. 12. Válvula de tres vías. 13. Válvula

de purga. 14. Bomba de suministro de agua. 15. Válvula de cierre diagonal del asiento. 16. Trampa de suciedad. 17. Válvula de corte. 18. Regulador / limitador de nivel de agua. 19. Visor del nivel de agua. 20. Quemador. 21. Regulador de presión. 22. Limitador de presión. 23. Tablero de interruptores. 24. Vista. 25. Sonda de conductividad. 26. Purgador automático. (Bautista y Soto, 2018)

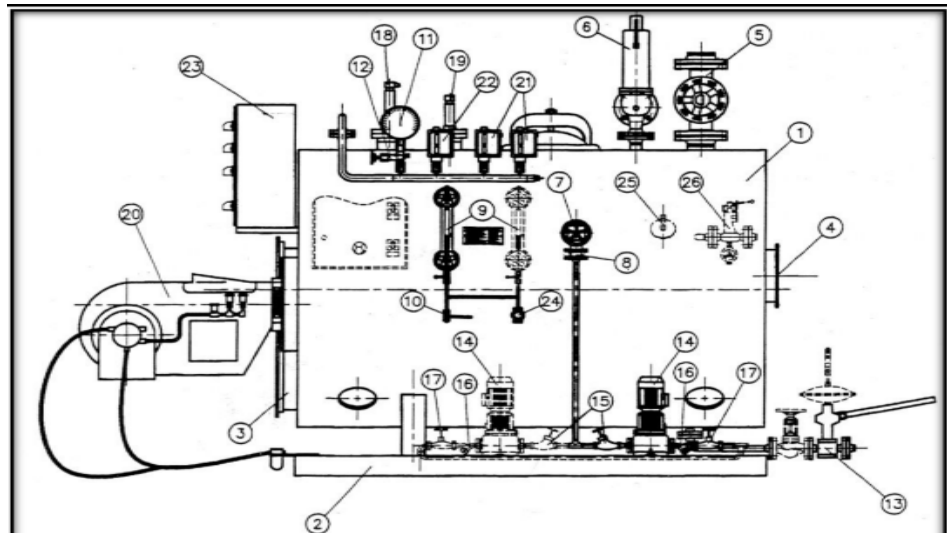


Figura 6 Componentes de un generador de vapor pirotubular

Fuente: Bautista y Soto (2018)

En los calderos se llaman pasos al número de veces que los gases de la combustión se conducen a lo largo de un caldero a través de los bancos de tubos antes de salir por la chimenea. El hogar o flue es considerado el primer paso y contiene al quemador y al deflector de gases de la combustión soportando las más alta temperatura, en más de 1 000 °C hasta 800-700°C .Para el caso de un caldero de 4 pasos , la temperatura promedio en el segundo paso es entre 800 a 600 °C , en el tercer paso de 600-400°C y en el 4 paso entre 400 a 180 °C. El valor de 180°C es el valor límite de emisión de los gases de la combustión emitidos de la quema de petróleo a la atmosfera y además es un valor superior a la temperatura de saturación a la presión de operación dentro de la caldera. De paso a otro paso, los gases de la combustión deben realizar un giro de 180° para fluir a través de ellos. (Zozen Boiler, 2022)

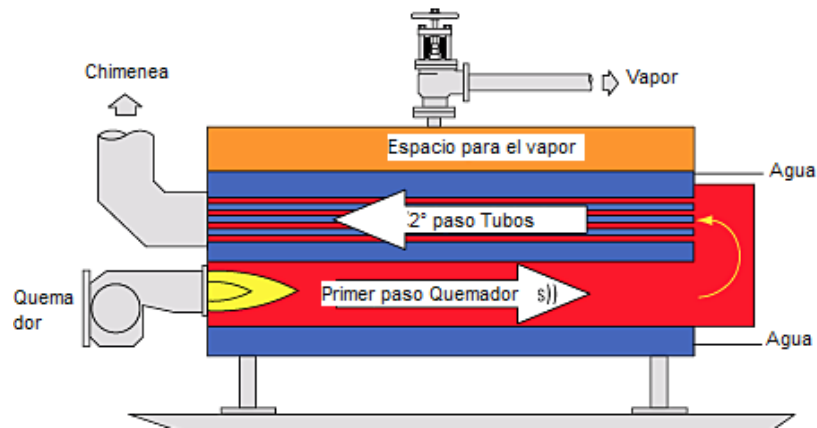


Figura 7 Disposición de flujos en generador de vapor pirotubular de 2 pasos

Fuente: Mamani y Ramos (2018)

2.1.4 Quemador.

Para los Quemadores duales, el gas natural, a diferencia de combustibles líquidos y sólidos, tiene ciertas particularidades en su uso como la presión de operación, para lo cual se requiere que el quemador dual tenga ciertas consideraciones de diseño. Teniendo en cuenta que para combustionar 1 Nm^3 de Gas Natural se requiere de 10 Nm^3 de aire comburente, es necesario realizar el afinamiento de la combustión usando como flujo predominante al aire, para ello el ventilador de tiro forzado debe aportar el impulso requerida para poder monitorear la dinámica de gases que permite conformar el tipo, longitud y la forma de llama dentro del flue y/o un proceso industrial determinado, existen 2 tipos de quemadores que emplean el gas natural como fluido dominante: los quemadores de difusión que son de baja capacidad y los quemadores supersónicos con elevadas capacidades de generación de calor de reacción. (Barreto y Castillo, 2014)

El quemador es un equipo térmico dentro del cual se realizan las reacciones de combustión (formada por una secuencia de etapas de eñfimer duración). Los quemadores deberán cumplir con las siguientes funciones:

- Direccionar al combustible hacia la zona de combustión.
- Suministro del flujo masico de aire correcto para una buena combustión.
- Generar una apropiada mezcla aire-combustible.
- Generar el encendido de la llama m algunos cuentan con electrodos para generar la chispa de encendido.

- Generar el barrido de los gases al inicio del proceso de encendido. (Bautista y Soto, 2018)

2.1.5 Operación.

El agua al absorber el flujo de calor sensible de los gases, comienza un proceso de cambio de estado desde la temperatura de alimentación del agua (90 °C por ejemplo) hasta el valor de la temperatura de saturación a la presión de operación del caldero pasando del estado de líquido comprimido a líquido saturado. Luego el agua cambia de estado desde líquido saturado al de vapor saturado a presión y temperatura constante alcanzando su máximo valor de entalpia. En el caldero el agua líquida se ubica en la parte inferior y medio del caldero, mientras que el vapor formado se aloja en la parte superior de la cámara del caldero. (De León, 2006)

La calidad del agua de proceso es vital para alcanzar con rapidez el punto de evaporación con rapidez, cada presión tiene una correspondiente temperatura en el proceso evaporización, y un correspondiente valor de entalpia de cambio de estado. Se tiene los siguientes ejemplos de correspondencia de temperaturas de ebullición del agua : 0,0344 bar , 26,12 °C; 1 bar , 100 °C; 42 bar , 252,1 °C. (De León, 2006)

El vapor generado en condiciones de saturación se conoce como vapor saturado, y se encuentra libre de humedad o 100% vapor en estado gaseoso. El vapor saturado se encuentra libre de partículas de agua en estado líquido en suspensión. Es una garantía para los procesos industriales que el vapor sea completamente seco, porque la presencia de partículas de agua líquida puede provocar deterioro a los componentes de otros equipos que entren en contacto con ello debido a su velocidad. (De León, 2006)

La operación para obtener vapor es la siguiente:

- El agua con tratamiento químico, con 0 ppm de dureza es suministrada al caldero a través de una bomba multietapa a presión superior a la presión de trabajo del generador de vapor, generalmente 1,5 a 2 veces el valor.
- La flujo de calor suministrado por un combustible líquido o gaseoso reacciona con el oxígeno del aire comburente, con un exceso de aire generando los gases de combustión con valores cercanos a la temperatura de llama adiabática.

- El rendimiento de la combustión es función de la mezcla y del exceso de aire, recomendándose valores de 10 a 15% de exceso de aire para combustibles gaseosos y 20 a 30% para combustibles líquidos, alcanzando con ello una combustión óptima. (Barreto y Castillo, 2014)
- El rendimiento de la combustión también dependerá del valor de la temperatura de los fluidos, por ejemplo, un combustible precalentado tendrá un calor adicional en función a su temperatura, así como la temperatura del aire también contribuye con un porcentaje de entrada de calor sensible para la combustión, la cual puede realizarse con mayor rapidez y eficiencia.
- El flujo de calor sensible es transferido por los gases de la combustión hacia el fluido a calentar o evaporar, este proceso toma el nombre de rendimiento del caldero, como grado de aprovechamiento del agua para transformarse en vapor saturado del total del flujo de energía suministrada, teniéndose un valor de 87% para calderos modernos automatizados y con operación mediante PLC. (Barreto y Castillo, 2014)
- El vapor saturado o sobrecalentado fluye por la válvula de globo hacia el sistema de distribución de vapor formado por tuberías de diversos diámetros. En ese trayecto se tiene un conjunto de dispositivos que garantizan que el condensado formado en la red sea expulsado, estos dispositivos se conocen como trampas de vapor. Del mismo modo dentro del caldero, según lo requerido por el área de calidad se realizan las purgas de fondo con la finalidad de eliminar los sólidos formados del proceso de evaporación.
- El control de nivel de agua y la presión de operación del caldero es de vital importancia para una operación segura y confiable, Constando hasta con tres tipos de control de presión en un mismo caldero. (Barreto y Castillo, 2014)

2.2 Evaluación del desempeño de generadores de vapor.

2.2.1 Eficiencia de un generador de vapor.

La Combustión es una reacción exotérmica que consta de una serie continua de reacciones intermedias en la cual el combustible (formado por , carbono, hidrogeno, oxígeno y otros elementos) reacciona con el oxígeno del aire (permaneciendo inerte el nitrógeno, a pesar

de formar la mayor parte en volumen del aire), este conjunto de pequeñas reacciones va dar lugar a una emisión de calor, luz y productos químicos como resultado de una reacción, en algunos casos se generan subproductos como inquemados sólidos y gaseosos. (Oyarce, 2017)

El rendimiento se representa en forma porcentual y con un valor máximo ideal de 100 %, en el supuesto caso que no existen pérdidas en el caldero. El rendimiento se obtiene restando a la potencia térmica suministrado por el combustible las diversas pérdidas presentes en la operación del caldero tal como pérdidas por convección y radiación (que es función del grado de aislamiento del caldero), las pérdidas por gases de combustión salientes (por la chimenea en función a su temperatura, entre otros tipos de pérdidas menores. (Oyarce, 2017)

El valor del flujo de calor suministrado es dependiente de la geometría del quemador, sus toberas o inyectores, la presión y temperatura del aire de combustión para no generar retrocesos de llama o llamas muy prologadas y de baja potencia calorífica, jugando para ello el color de la llama. Se tiene como meta alcanzar el valor de la temperatura de llama adiabática en el quemador, lo cual es garantía de una máxima potencia térmica suministrada. El grado de turbulencia entre el aire y el combustible juega un papel importante en la rapidez de la combustión. (De León, 2006).

Método directo o método de Entrada – Salida, la cual consiste en comparar la potencia térmica útil aprovechada por el agua para transformarse en vapor saturado con la potencia térmica suministrada por el combustible en función a su poder calorífico inferior. Se deberá tener instrumentación adecuada para poder tener resultados, así tenemos que es necesario conocer los flujos masico del vapor y del combustible, así como la presión de servicio del caldero y la temperatura y presión del agua de alimentación al caldero. (Barreto y Castillo, 2014)

El rendimiento se evalúa según la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{\text{Potencia Calorífica Util}}{\text{Potencia Calorífica suministrada}} * 100\% \dots \dots (1)$$

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1)}{\dot{m}_c * Pci} * 100\% \dots \dots \dots (2)$$

Dónde:

\dot{m}_v , Flujo masico de vapor producido por hora,

$(h_2 - h_1)$, Variación de entalpía específica del vapor.

\dot{m}_c , Flujo másico del combustible por hora.

Pci , Poder calorífico inferior.

La combustión es una reacción exotérmica de oxidación. En este caso las moléculas de oxígeno se mezclan con mucha rapidez con los componentes del combustible en reacciones inferiores de 0,01 seg, liberándose el calor necesario para los procesos de intercambio de calor posteriores. La combustión puede ser espontánea por ejemplo en función al punto de inflamación de cada combustible, el cual al ser sometido a ciertas condiciones de presión y temperatura llega a inflamarse espontáneamente tal como ocurre con el petróleo BD5 en los motores de combustión interna ciclo Diesel o puede ocurrir el adelanto a la combustión, proceso conocido como detonación presente en los motores con ciclo Otto. (De León, 2006).

El combustible debe permanecer en estado gaseoso para que pueda inflamarse con facilidad y además estar en minúsculas partículas atomizadas. Así tenemos el caso de la cera de una vela, en el cual al inicio se convierte en gas en la mecha, calentándose la cera, incrementando su temperatura, con lo cual se desprende un fuerte calor para continuar el proceso de fusión, evaporización y encendido de la mecha. Todos los combustibles deben primero gasificarse para luego encenderse, ya que es más difícil dentro de un ambiente cerrado que combustible líquido inyectado líquidamente pueda encenderse con facilidad. (De León, 2006).

El oxígeno es el sostén de una reacción de combustión. El aire contiene 23.15 % en peso de oxígeno y 76.85 % de nitrógeno en peso. Lo restante en su mayor parte nitrógeno, el cual es un elemento químico inerte y no reacciona. En algunos casos aplicados se ha empleado gas natural enriquecido con oxígeno y aire para mejorar la combustión. (De León, 2006).

BHP Bolier Hourse Power es un parámetro de comparación para calderos pirotubulares y evalúa técnicamente la capacidad de un caldero y se expresa como el calor total útil a aprovecharse en el proceso vaporización en kcal por hora. El código ASME recomienda como unidades kBTU (= 1 000 BTU = 254 kcal) por hora o la MBTU (= 1 000 000 BTU = 254 Mcal/ hora). El proceso de transferencia de energía térmica presentes en un caldero es constante y es un requerimiento esencial para la evolución de su desempeño. (De León, 2006).

La valor del BHP de caldero, establecido en 1889 por la ASME, se basa en la operación de una máquina de vapor que emplea 30 libras (13,62 kg) de vapor saturado por HP hora a una presión de 4,9 kgf/cm² y con el agua de alimentación de la caldera a 38,5 °C. Lo que corresponde a la vaporización de 15,6 kg de agua de alimentación por hora a la temperatura de 100 °C, a la presión atmosférica (1,033 kg/cm²) dentro de una superficie de intercambio de calor de 0,92 m². Según lo definido cada kilogramo de vapor generado necesita una entalpía cambio de fase de 543,4 kcal. (De León, 2006).

El equivalente energético de 1 BHP es igual a:

$$1 \text{ BHP} = 8\,437 \text{ kcal/h}$$

Factor de carga: Es un indicador de comparación entre los BHP reales de operación y los BHP de diseño, y evaluar el grado de aprovechamiento de la capacidad de generación de vapor máxima en relación a la generación de vapor real.

$$\text{Factor de carga de un caldero} = \frac{\text{BHP reales}}{\text{BHP nominales}} \dots \dots (3)$$

Se recomienda la operación del caldero un factor de carga superior a 75% , lo cual es proporcional a su rendimiento. Para una reducción del factor de carga existe la posibilidad de que la eficiencia del caldero disminuya.

2.2.2 Técnicas de ahorro de Energía en generadores de vapor.

El rendimiento de un caldero, es la razón entre la potencia térmica útil absorbido por el agua para transformarse en vapor saturado entre la potencia térmica suministrada por el combustible. La diferencia entre el calor liberado y el calor absorbido corresponderá a las

pérdidas de calor del caldero. Los proyectos de eficiencia energética resultan rentables en los casos que el proceso productivo es continuo, como lo puede ser por ejemplo en una empresa de cerveza o lácteos, y también de alguna manera influye la capacidad de generación de vapor, es muy distinto el impacto que tendrá un proyecto de uso eficiente en una planta de 5 toneladas de capacidad/h en relación con una planta de 200 toneladas/hora de capacidad. Por otro lado, los márgenes de ahorros debido al proyecto implementado y la inversión realizada para efectuarlo influyen fuertemente en el periodo de retorno de la recuperación de la inversión. (Oelker, 2010)

Los parámetros que afectan el rendimiento de un caldero pueden ser:

- Elevado exceso o defecto de aire, por ejemplo, trabajar con exceso de aire de 80% para la combustión de GLP en un caldero.
- Variación de los regímenes de llama o carga térmica constantemente.
- Temperatura de los gases de la combustión en chimenea. Por ejemplo 270 °C.
- Baja temperatura de agua de alimentación. Por ejemplo 30°C.
- Baja temperatura del aire de combustión. Es distinto combustionar a 100 °C que a 20°C.
- Falta de limpieza externa e interna de tuberías.
- Exceso nivel de purgas.
- Falta de aislamiento.
- Deficientes condiciones de manipulación del combustible. (CII, 2018)

Dentro de las pérdidas de energía presentes en un generador de vapor tenemos las siguientes:

- El “exceso de aire” esta referido a la cantidad de aire para la combustión adicional que se debe agregar al proceso de combustión para alcanzar una combustión completa, estos márgenes varían según la naturaleza del combustible. Un defecto de aire puede generar combustión incompleta o inquemados. Por el otro extremo un sobre exceso de aire genera una menor temperatura de llama adiabática con un elevado porcentaje de oxígeno saliente, pudiendo causar enfriamiento en el flue del caldero y un sobre consumo de combustible erróneo. (Oelker, 2010)

En la figura 8 se visualiza el comportamiento del exceso de aire con respecto a la eficiencia de un caldero, con una tendencia de decaer el rendimiento a medida de que existe un sobre exceso de aire de combustión, Se puede observar los excesos de aire son menores para los combustibles gaseosos en comparación a los combustibles líquidos. Pero a menores excesos de aire por ejemplo a 15% el gas natural alcanza su máximo rendimiento de combustión o combustión completa y por lo tanto un alto rendimiento. Es muy diferente el comportamiento de los combustibles líquidos como el BD5 o Residual 500 con un exceso de aire de 15%, en ese rango su combustión incompleta generándose hollín e inquemados gaseosos o sólidos y una pseudocombustion. La determinación del exceso de aire con el que está trabajando un caldero es función de los porcentajes de oxígeno, dióxido de carbono y monóxido de carbono presentes en los productos de la combustión. (Oelker, 2010)

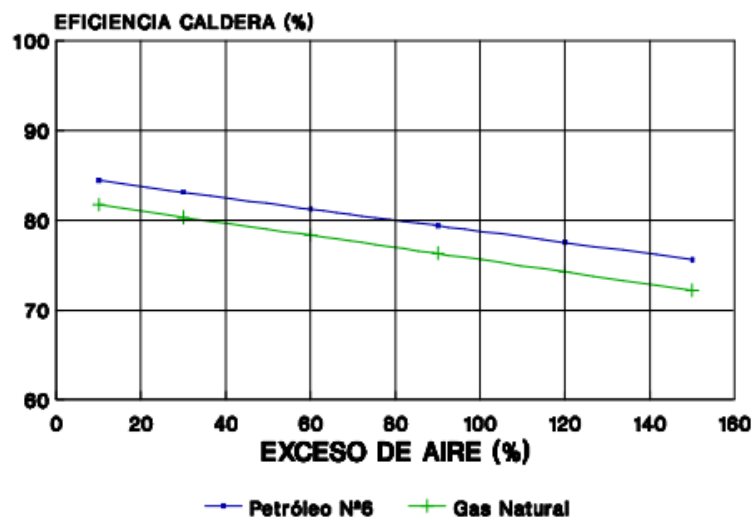


Figura 8 Comportamiento del exceso de aire en la eficiencia

Fuente: Oelker (2010)

Existen métodos de mejora de la combustión y buenas prácticas de trabajo que pueden aplicarse como proyectos de uso eficiente de la energía. Tal es el caso de las buenas prácticas de operación por parte de los operadores que están orientadas al control de las variables de operación y procedimientos de corrección. El afinamiento de la relación aire combustible es una técnica mucha más compleja de aplicación ya que se requiere de instrumentación especial para poder realizarla siendo obligatorio de un analizador de gases y herramientas manuales para ajustar el modulador de llama y el dámper de ingreso de aire , con lo cual se tendría por lo

menos con 2 personas como mínimo para realizar el afinamiento de la relación aire/combustible.. (Oelker, 2010)

- Las pérdidas de calor asociadas a la temperatura de los gases de combustión por la chimenea, son perdidas que debe controlarse con mayor énfasis. Por lo general se ha tomado como convención tener una temperatura de 180°C en la chimenea, primero para tener una temperatura mayor a la temperatura de generación de vapor dentro del caldero. Por otro lado tener 10°C sobre ese valor e, representa energía térmica que se está desperdiciando y un combustible extra que se deberá quemar por ese exceso de temperatura. Eso no significa que luego de pasar por el banco de tubos, algunos combustibles como el G LP y el gas natural puedan ser recuperados importantes valores de energía térmica, teniendo en consideración de que pueden ser emitidos a la atmosfera hasta valores de 110°C sin el peligro de formar condensados o lluvia acida.

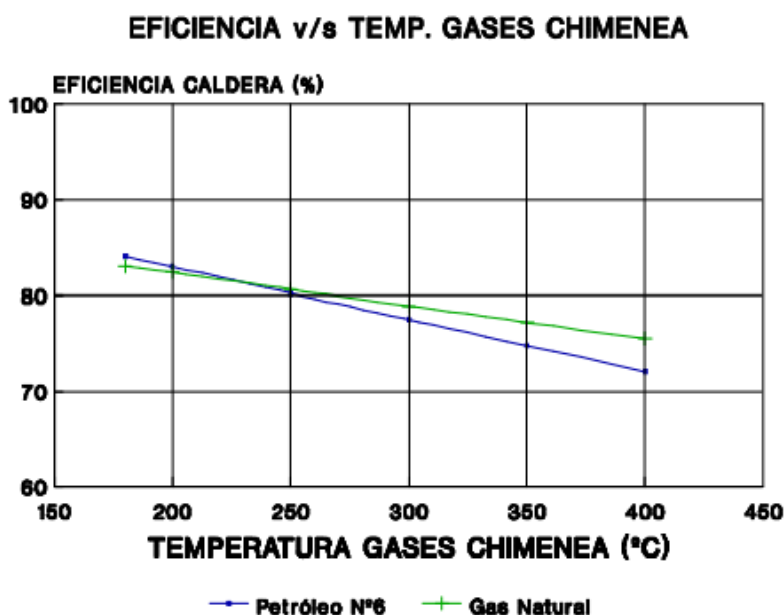


Figura 9 Comportamiento de la temperatura de gases de combustión en la eficiencia

Fuente: Oelker (2010)

- Temperatura de agua de alimentación. La temperatura del agua de alimentación tiene un efecto muy importante en el consumo de combustible dentro de un caldero, está relacionado a la cantidad de energía calorífica que debe suministrar el

combustible dentro del agua para que este alcance la temperatura de saturación. La eficiencia de un caldero aumenta directamente proporcional a la temperatura del agua de alimentación. Por ejemplo, para un agua de alimentación a 80°C se tendrá un empleo adicional de combustible dentro del caldero en comparación para un agua de alimentación a 100°C. Por ello es muy importante la recuperación de los condensados de proceso y el calentamiento del agua de alimentación antes de su ingreso al caldero. Existe una convención que indique que al incrementar 5°C la temperatura de alimentación de agua a un caldero, este último incrementa su eficiencia en 1%. (Pacheco y Vargas, 2021)

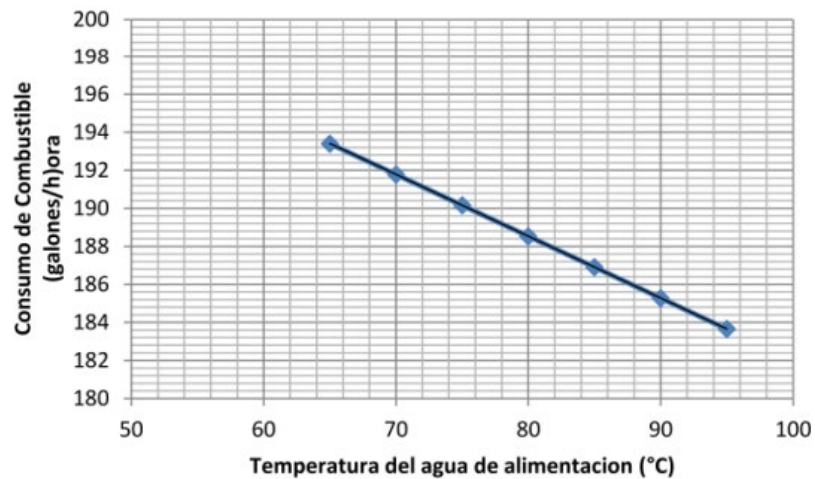


Figura 9 Influencia de la temperatura del agua de alimentación en el consumo de combustible

Fuente: Chucuya (2017)

- La falta de una adecuada limpieza interna de los tubos por el lado de los gases es vital para evitar la formación de impregnaciones de hollín e inquemados en las superficies internas de los tubos y el flue, También la calidad del agua de alimentación evitara la formación de incrustación o corrosión en la parte externa de los tubos. Estas anomalías provocan un aumento de la superficie de intercambio de calor, cayendo la eficiencia en el caldero. Así tenemos una incrustación de 2.5 mm de espesor puede traer como efecto el exceso de empleo de combustible en 15%. (CII, 2018)

- Las pérdidas de calor por radiación y convección en un caldero son consecuencia son un mal nivel del estado de aislamiento de la lana de vidrio o de los refractarios. Es frecuente la caída de los refractarios en la tapa posterior del caldero (zona que soporta la salida del primer paso, que por lo general siempre hay que verificar su estado para evitar este tipo de pérdidas. (CII, 2018)

2.3 Calentamiento del aire de combustión.

2.3.1 Generalidades.

Precalear el aire de combustión es una opción que permite reducir el consumo de combustible para cualquier equipó térmico. Se ha demostrado que el rendimiento del caldero mejora en 1%, con el incremento de la temperatura del aire de combustión en un valor de 20 °C adicionales a su valor inicial. El aire caliente aporta un equivalente de flujo de calor sensible en función a su temperatura de ingreso al quemador, lo cual permite reemplazar a un equivalente de combustible. Se debe tener en cuenta que el proceso de calentamiento de aire debe ser realizado con energía residual de proceso, por ejemplo, con gases de combustión de chimenea para garantizar su rentabilidad de inversión. (Paredes, 2009)

Los gases de combustión presentan un alto valor de recuperación de flujo de calor sensible más aun cuando el proceso de trabajo del caldero es continuo. Este proceso de recuperación de calor se emplea en los ciclos combinados en los casos de que se aprovecha los gases calientes salientes de las turbinas a gas para generar vapor a 2 o 3 niveles de presión dentro de un recuperador de calor generador de vapor. (Paredes, 2009)

Por medio del sistema de calentamiento de aire que se implementa en las chimeneas de los calderos pirotubulares el aire en flujo cruzado intercambia calor con los gases de la combustión, generalmente se ha convenido de que los gases calientes fluyen por la parte externa a los tubos cediendo su calor sensible hasta un valor permitido de emisión a la atmosfera. En este último aspecto el gas natural y el GLP tienen fuertes ventajas sobre los combustibles líquidos y sólidos, teniendo un valor permitido de 110°C. En los calderos acuotubulares toman el nombre de economizadores. Para la inversión a realizar este dependerá del volumen de gases y la frecuencia de horas de operación del caldero. (Bosch, 2022)

Los beneficios del calentamiento de aire son:

- Incremento del rendimiento del caldero.
- Ahorro de combustible.
- Reducción de la emisión de gases como consecuencia del ahorro de combustible, principalmente el dióxido de carbono.
- Periodo de amortización, en función a las horas de operación del caldero. (Bosch, 2022)

El calentador de aire es una superficie de transferencia de calor de tubo y coraza de flujo cruzado dispuesto en la chimenea de un caldero pirotubular en la cual el aire de la combustión aprovecha el calor sensible de los gases de la combustión antes de ser enviados a la atmosfera. Existen calentadores de aire con ciertas innovaciones tecnológicas como son la inserción de superficies aleteadas de materiales con alta conductividad, que influyen en los costos de inversión del calentador. (ZBG, 2021)



Figura 10 Precalentador de aire ubicado en chimenea de generador de vapor

Fuente: Bosch (2022)

Los calentadores de aire se clasifican en : tipo placa, tipo rotativo y tipo de tubo. Los más comunes son los calentadores tubulares o de tubos montados dentro de la chimenea. Consisten en un banco de tubos de acero al carbono SCH 40 de 1 a 1 1/2” de diámetro, por lo general dispuestos en geometría triangular para el mejor aprovechamiento de la

temperatura de los gases calientes. El aire es forzado por un ventilador a través de los tubos del calentador a una presión suficiente para que pueden vencer la resistencia interna del material de los tubos y puedan fluir hasta el quemador, para ello se conviene transportar el aire caliente en ductos de sección cuadrada forrados por lana de vidrio para evitar la pérdida de temperatura. (ZBG, 2021)

Se detallan los beneficios del calentamiento del aire de combustión:

- Aumento del valor de la temperatura de llama adiabática, como resultado del aporte de calor sensible del aire caliente.
- Incremento del rendimiento de la combustión debido al aporte del calor de reacción del combustible y del aire de la combustión, al tenerse un mayor valor de temperatura, se agitarán las moléculas intervinientes en la reacción acelerándose la reacción, debido al movimiento caótico que en ellas genera la temperatura.
- Disminución del flujo de combustible como resultado del aporte de calor sensible del aire caliente.
- Ahorro de energía primaria, disminución de costos de facturación y de las emisiones de dióxido de carbono principalmente. (Cano y Cueva,2012)

2.3.2 Tipos de Precalentadores de aire.

Se tienen los siguientes:

- Tipo tubular: El calentador de aire está formado por un banco de tubos lisos o con aletas montados en la chimenea dependiendo el número de pasos del valor del diámetro de la chimenea. Se colocan en paquetes de tubos con distancias entre tubos igual al valor de su diámetro en geometría triangular. Están fabricados de tuberías de acero sin costura SCH 40 debido a que están sometidos a grandes presiones, además el bajo espesor de las tuberías agiliza el proceso de intercambio de calor y permite un coeficiente global de transferencia de calor alto. Se disponen de un manifold de distribución de aire al inicio y otro a la salida. Dentro de los tubos la caída de presión no supera 5 kPa debido a l bajo coeficiente de fricción entre el aire y el material. Están unidos al manifold con soldaduras TIG u otra de alto performance. Y por su configuración no presentan problemas en los periodos de limpieza o mantenimiento.



Figura 11 Precalentador de aire tubular

Fuente: Bosch (2022)

El ahorro en combustible está ligado a la reducción de la facturación mensual por adquisición de combustible y también a la reducción de gases de efecto invernadero principalmente dióxido de carbono. La principal limitante más horas de operación. Respecto a su vida útil las temperaturas entre 180°C a 110°C no son valores que someten a los materiales a esfuerzos térmicos y mucho menos están presentes los esfuerzos mecánicos. (López, 2010)

Los calentadores tubulares están contruidos de un banco de tubos rectos que fluyen a través de la salida de conductos del generador de vapor y se abren en cada extremo exterior del conducto. En el interior del ducto, los gases calientes provenientes del caldero pasan por la parte exterior a los tubos del calentador, cediendo calor desde los gases de la combustión al aire que fluyen dentro de los tubos del calentador. El aire a temperatura ambiental del ambiente es impulsado por un ventilador de tiro forzado a través de los tubos del calentador los cuales fluyen según el número de pasos hasta alcanzar el extremo del calentador. Desde ahí el aire caliente fluye a través de un ducto de sección cuadrada hacia el quemador del caldero. El tiro del ventilador de aire del calentador debe estar balanceado con el ventilador del quemador para evitar sobrepresiones en el flujo. (Arrieta, 2012)

Los ductos del calentador tubular requieren espacio para su montaje el cual está limitado al diámetro de la chimenea y consta de soportes estructurales para su

anclaje en la chimenea. Además, debido a la carga de polvo abrasivo en los gases de la combustión, el recubrimiento de los tubos en el conducto se desgasta más rápido en la cara que tiene contacto directo con el flujo de gases. Muchos avances se han alcanzado para mitigar este problema como el empleo de cerámicos y acero endurecido. (Arrieta, 2012)

- Tipo regenerativo: El área de transferencia de calor está dispuesto por múltiples placas metálicas. A medida que el calentador rota a determinada velocidad, las placas captan el calor proveniente de los gases calientes y lo transfieren al flujo de aire frío. Debido a que se emplean las 2 superficies de la placa para transferir calor de forma simultánea, este tipo de calentador de aire es de gran rendimiento, ocupa poco espacio y de mucha utilidad para operar con grandes flujos masicos de gas caliente y aire frío. Las placas metálicas de transferencia de calor están elaboradas por finas láminas de acero laminado y es accionado por un sistema motriz ubicado en el extremo superior del eje del calentador, este tipo de calentadores o recuperadores de calor alcanzan eficiencias de hasta 90% de eficiencia. Lo desventajoso es su alta inversión. (López, 2010)



Figura 12 Precalentador de aire regenerativo

Fuente: Bosch (2022)

2.3.3 Consideraciones de diseño.

Se presentan los siguientes fundamentos:

Primera Ley de la Termodinámica, es una adecuación de la ley de Conservación de la Energía aplicado en sistemas cerrados, en este caso la energía interna de un sistema

aumenta al transferir de reacción o sensible según el caso. En un intercambiador la presente ley fundamental se define como: “el fluido caliente cede su energía al fluido de menor temperatura”.

Los mecanismos de transferencia de calor son por conducción, convección o radiación (en este caso la radiación es nula en los calentadores de aire):

- **Conducción:** El intercambio de calor por conducción se produce cuando existe una superficie que se encuentra con corrientes fluidas en sus caras opuestas, donde una de ellas está a una temperatura superior. Por lo tanto, el flujo de calor se transfiere a través del material, básicamente porque la energía se difunde a través de choques entre las partículas, de tal manera que en cada choque las partículas ceden parte de su energía cinética a las partículas con las que interactúan, sin que ello origine una pérdida o ganancia de materia. (Barrera, Ramírez, Sánchez & Trujillo, 2007)

El coeficiente de conductividad de un material es una propiedad que depende de las características de su estructura cristalina, tipos de enlaces que permiten el flujo de energía a través de ellos y se define como la cantidad de calor necesario por m^2 , en el periodo de tiempo t , a través de un material homogéneo y uniforme para incrementar su temperatura $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre las dos caras. La inversa de la conductividad térmica se conoce como resistencia térmica, la cual es la capacidad de los materiales para oponerse al flujo de calor a través de ellas. Para los procesos de transferencia de calor se escogen los materiales de alta conductividad térmica, alcanzándose procesos con eficiencias cercanas al 99%. (Erica, 2018)

- El mecanismo de transferencia de calor por convección, es típica en los líquidos y gases. Esto se produce a través del transporte de energía asociado al desplazamiento de masas de fluido dentro del mismo fluido, generado por la diferencia de densidades producto de las distintas temperaturas entre una zona a otra. Por ejemplo: la atmósfera o los océanos presentan este mecanismo de transferencia de calor, la cual es gobernada según la ley de enfriamiento de Newton. (Barrera, Ramírez, Sánchez & Trujillo, 2007)

El coeficiente de transferencia de calor por convección, h , se puede definir como: la tasa de transferencia de calor entre una superficie de un material sólido y un fluido que entre en contacto con ella por unidad de área y por unidad de diferencia de temperatura. En un ducto que transporta un fluido que es circundado por otro fluido existirá un coeficiente convectivo interno y otro externo, que dependerán de la velocidad de flujo, el diámetro de la tubería y los números adimensionales de Nusselt y de Reynolds. La tasa de pérdida de calor de un cuerpo es proporcional al gradiente de temperaturas entre el fluido y el sólido y se desarrolla a través de la capa límite que puede variar según su régimen laminar o turbulento. (Connor, 2020)

El coeficiente de transferencia de calor por convección, h , se define como la rapidez de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido siendo su unidad el $W/m^2 \text{ } ^\circ K$, el coeficiente de transferencia de calor por convección es función de las propiedades físicas del fluido tal como la viscosidad absoluta, densidad Numero de Prandtl y la conductividad térmica según el caso de estudio, por lo tanto no es una propiedad del fluido, sino de las condiciones en que se realiza el proceso. Se determina de forma experimental y su valor dependerá de todos los factores y variables intervinientes tal como la geometría de la superficie, el régimen del fluido y las propiedades evaluadas a la temperatura media del proceso de cambio de temperatura y la velocidad promedio del fluido. (Connor, 2020)

En los casos de un régimen de flujo laminar el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección toma un valor bajo en relación al valor que puede alcanzar a un régimen turbulento con números de Reynolds elevados. Esto debido a que en el régimen turbulento la cual se presenta una capa de película de fluido estanca muy delgada sobre la superficie que toma el nombre de capa límite. Esta película tiene un rol importante en el proceso de intercambio de calor por convección. Del mismo modo el fluido se detiene sobre la superficie de contacto y toma el valor igual a cero de la velocidad con respecto a la superficie. (Connor, 2020)

Este fenómeno se denomina como condición antideslizante, por lo tanto sobre la superficie el flujo energético se presenta exclusivamente por conducción. Pero en las siguientes capas fluidas se generan desplazamientos por conducción y difusión

de masa a nivel molecular o macroscópico. Debido al desplazamiento de masa, la tasa de transferencia de energía se incrementa. Para el caso de la convección con ebullición nucleada en la superficie se altera la capa estanca. Ahora los procesos van a variar para los casos de convección forzada o natural, acelerándose en el último caso debido a la mayor permanencia del fluido en la zona caliente. (Connor, 2020)

- La transferencia de calor por radiación gobernada por la ley de Stefan Boltzmann se caracteriza por el transporte de la energía en forma de ondas electromagnéticas, que se propagan a la velocidad de la luz y dependen del valor de la temperatura a la cuarta potencia y del factor de emisividad propio de cada materia. Experimentalmente se verifica 2 superficies separadas por el vacío. El sol, es la fuente que transmite energía radiante a la tierra a través de millones de kilómetros de espacio vacío. La transferencia de calor por radiación se considera significativa en hornos o cámaras de combustión donde las pérdidas de calor por este mecanismo son considerables. (Barrera, Ramírez, Sánchez & Trujillo, 2007)

El intercambiador de calor de carcasa y tubos, se caracteriza por que un banco de tubos lisos o aleteados están dispuesto dentro de una carcasa. Es el de mayor uso. Los tubos pueden presentar diferentes geometrías tal como:

Distribución cuadrada. Esta configuración permite una mejor limpieza y mantenimiento del haz de tubos. Del mismo modo presenta una menor caída de presión por el lado de la coraza, pero no hay un adecuado aprovechamiento del fluido que circula externamente a los tubos. (Barragán, 2016)

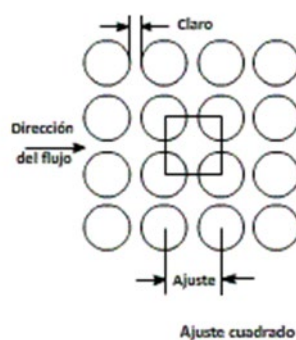


Figura 13 Arreglo cuadrado para banco de tubos.

Fuente: Barragán (2016)

Distribución triangular. Permite obtener una mayor area de transferencia de calor y un mejor aprovechamiento del calor del fluido externo a los tubos. Su problema radica en el costo de mantenimiento y limpieza. (Barragán, 2016)

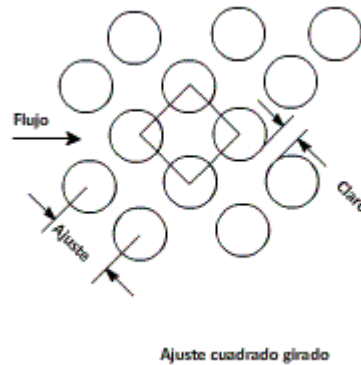


Figura 14 Arreglo cuadrado para banco de tubos.

Fuente: Barragán (2016)

2.3.4 Incremento del desempeño en los generadores de vapor.

En un proceso de combustión con aire a temperatura ambiental se tiene por balance de masas que la potencia calorífica suministrada es:

$$\text{Potencia Calorífica suministrada} = \dot{m}_c * P_{ci}$$

Donde el aire al ingresar a temperatura ambiental no presenta aportes de calor sensible.

Pero al incrementarse la temperatura del aire de la combustión, está ingresando al quemador con un valor de calor sensible debido a su temperatura, por lo tanto:

$$\text{Potencia Calorífica suministrada por el aire caliente} = \dot{m}_a * C_{p_a} * (T_{i_a} - T_{amb}) \dots (4)$$

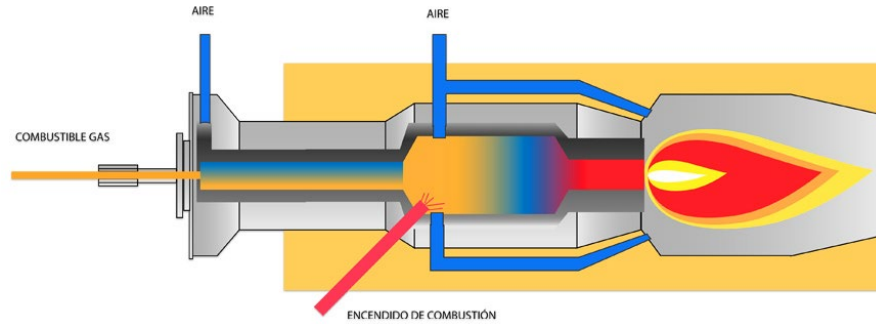


Figura 15 Balance de energía en quemador

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, manteniendo constante la potencia calorífica suministrada al quemador, esta recibirá la potencia calorífica suministrada por el aire más el aporte real por el calor de reacción del combustible según la siguiente ecuación:

Potencia Calorífica suministrada

$$= \dot{m}_c' * P_{ci} + \text{Potencia Calorífica suministrada por el aire caliente}$$

$$\text{Potencia Calorífica suministrada} = \dot{m}_c' * P_{ci} + \dot{m}_a * C_{p_a} * (T_{i_a} - T_{amb}) \dots (6)$$

Donde el valor del flujo masico de combustible será menor por el aporte de la potencia calorífica adicional que suministra el aire de la combustión caliente.

$$\dot{m}_c' < \dot{m}_c$$

Por lo tanto, se demuestra que el flujo de combustible disminuye al incrementarse la temperatura del aire de combustión.

2.4 Desempeño del proceso de elaboración de harina de pescado.

2.4.1 Proceso standard.

La materia prima empleada es la anchoveta la cual es un recurso marino de gran abundancia en el litoral peruano dentro de las 200 millas peruanas. El proceso standar de fabricación de harina de pescado es el siguiente:

- Se inicia con el proceso de descarga a través de plataformas ubicadas en el mar desde donde se transvase la materia prima capturada a las instalaciones pesqueras a través de tuberías submarinas. Este proceso se realiza con agua de mar en una

relación 2: 1 (2 de agua de mar y 1 de materia prima en masa), Esta se almacena en pozas debidamente construidas para mantener valores de temperatura de conservación, mientras que el agua de mar es filtrado y con los subproductos que contiene es procesada para la recuperación de sólidos en las instalaciones PAMA que permiten incrementar el rendimiento de planta. (Jiménez, 2019)

- La alimentación de la anchoveta a las cocinas se realiza a través de alimentadores y transportadores helicoidales. En las cocinas se realiza un proceso térmico a 95°C, donde se inyecta vapor directo o indirecto a la materia prima con la finalidad de liberar las proteínas contenidas en la materia prima, coagular lípidos y esterilizar la masa en proceso. Las cocinas están diseñadas en forma de un cilindro enchaquetado por donde fluye vapor saturado a 4 o 5 bar de presión manométrica dentro de un eje en forma de tornillo que permite el avance de la materia a cocinar. Este eje también es hueco, fluyendo dentro el vapor saturado. (Jiménez, 2017)
- En la etapa de prensado se tiene por finalidad la separación de la materia prima con la mayor cantidad de sólidos de una masa con alto porcentaje de líquidos. El prensado se realiza con prensas del tipo hidráulico con presiones de hasta 200 bar. La materia prima con algo porcentaje de sólidos toma el nombre de torta o keke de prensa la cual es derivada directa hacia el proceso de secado. Mientras que la masa restante se conoce como licor de prensa, y es derivado hacia un proceso de recuperación de los sólidos aun contenidos. (Jiménez, 2017)
- La masa con alto porcentaje de humedad obtenida de las prensas previamente calentado es derivada hacia los separadores de sólidos. Estas máquinas de disposición vertical giran a velocidades superiores a los 3 600 rpm y permiten recuperar los sólidos contenidos en el licor de prensa y derivarlos hacia el proceso de secado, mientras que por otro lado también se forma una masa líquida llamada licor de separadoras donde aún contiene sólidos y un alto porcentaje de grasa, siendo derivada hacia el proceso de centrifugación para la recuperación del aceite de pescado. (Jiménez, 2017)
- Debido a que el licor de separadoras contiene significativos porcentajes de grasa, sólidos solubles y humedad se produce la separación de fluidos por diferencia de

densidades derivándose previamente calentada a 80°C en promedio a maquinas centrifugas. Estas máquinas giran a velocidades de 7 200 rpm generando el aceite de pescado con 99,99° de grasa y un subproducto llamado agua de cola que contiene solidos disueltos en el, además de los lodos del proceso que son desechados. El aceite obtenido se conoce como aceite crudo de pescado, su calidad depende de la frescura del pescado, tornándose acida cuando la materia prima no está convenientemente conservada. El agua de cola que contiene normalmente entre 8% y 9% de sólidos, son derivados hacia la planta evaporadora para su concentración y recuperación de los sólidos. (Jiménez, 2017)

- La evaporación del agua de cola a través de un proceso térmico con vahos residuales se recuperan solidos que son derivados al proceso de secado. En esta etapa de recuperación influye en el proceso productivo con el 25% de la harina finalmente obtenida.
- El proceso de secado consiste en remover parte del agua contenida en la materia procesada a través de un proceso térmico con vapor indirecto a 4 bar de presión. La etapa de secado es da harina de pescado, con lo cual la presión del vapor , la velocidad de giro del secador y la depresión generada para extraer la humedad juegan un rol muy importante. En muchas empresas tienen el proceso de secado dividido en 2 etapas. (Jiménez, 2017)
- El scrap o harina saliente del secador requiere de un proceso de enfriamiento antes de su ensaque. Se tienen enfriadores giratorios por donde se hace circular la harina de pescado y en contracorriente circula un flujo masico de aire que la enfría por convección a baja velocidad. Esta temperatura debe estar entre 35 a 42 °C. El purificador es una máquina que permite retirar los objetos extraños contenidos durante el proceso. Posteriormente la harina pasa por un molino de martillos para que tenga la granulometría requerida. (Jiménez, 2017)
- Ensaque , en esta etapa se tiene por objetivo el envasado de la harina de pescado en sacos de polipropileno de 50 Kg., previo esto se adiciona a la harina un líquido antioxidante en dosis de 400 ppm con la finalidad de evitar su autoinflamación durante su almacenamiento. (Jiménez, 2017)

2.4.2 Indicadores de planta.

El Desempeño Energético se refiere a resultados medibles en relación a la eficiencia energética, el uso significativo de la energía y el consumo energético. Este concepto de desempeño energético se refiere al adecuado uso y dinámica de consumo de la energía térmica y eléctrica que la organización deberá controlar y gestionar para el buen aprovechamiento energético. uso de la energía, el rendimiento energético y el consumo energético, por lo que la organización puede optar entre un amplio rango de actividades de desempeño energético. El desempeño energético, expresa la necesidad de inventariar todas las áreas de consumo, almacenadoras o generadoras de energía, los equipos y máquinas que la conforman y todas las formas de energía consumidas. El desempeño energético se evalúa por lo general a través de la línea base energética y se mejora a través de las matrices de objetivos, metas y planes de acción. (Guevara, 2020)

Es un KPI (Key performance indicator) que evalúa la capacidad de producción de una planta consumidora de energía entre las unidades del vector de energía consumido, el cual puede ser combustible o energía eléctrica, según la relevancia de cada insumo energético. Este KPI también se utiliza para las Empresas de servicio, en la cual se compara las unidades de servicio entre las unidades de energía consumida. Este indicador permite obtener el rendimiento global de planta como parte del mantenimiento productivo total aplicado como mejora continua. Los KPI se formulan las propias necesidades de las instalaciones (Guevara, 2019)

Para el caso de las empresas de harina de pescado se tiene el siguiente indicador de planta:

$$\text{Rendimiento de planta (RP)} = \frac{\text{Unidades de consumo de combustible}}{\text{Unidades de produccion.}}$$

$$\text{Rendimiento de planta (RP)} = \frac{\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{ de gas natural}}{\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \text{ de produccion de harina de pescado}} \dots (7)$$

2.5 Evaluación económica.

La evaluación económica nos permitirá conocer si un proyecto o propuesta de implementación se presenta rentable o atractivo para invertir capital, de tal forma que se pueda financiar a través de diversas formas o mecanismos de crédito, que pueden ser pagadas con el conocimiento de que se tienen beneficios económicos o sustanciales ahorros que permiten una pronta recuperación del capital, esto dentro de un mercado económico que presenta una tasa de interés común para todo tipo de préstamo. El análisis económico de un proyecto contiene 3 fases: en la primera fase es necesario determinar los flujos de caja, en la segunda, se determinara si la productividad del capital que es parte de la inversión tiene rentabilidad, que lo hacen factible o no para la inversión, y en la tercera fase se realiza un análisis de sensibilidad con los resultados obtenidos para verificar la certeza de los resultados, para ello se selecciona una variable preponderante que afecta a la recuperación del capital. (Cabrera,2005)

Rentabilidad de la Inversión: mide el grado de eficiencia y capacidad que posee una empresa para generar rentas o beneficios económicos generalmente en los proyectos de eficiencia energética que se asocian con los ahorros obtenidos con la aplicación directa del proyecto. La rentabilidad de una empresa conta de la evaluación de las utilidades con respecto a la inversión. (Cabrera, 2005)

Flujos Neto de Efectivo: esta referido a la diferencia obtenida en el flujo de caja (ingresos y egresos) para un determinado tiempo de evaluación del proyecto, generalmente de 10 años. El flujo de caja es un estado financiero que proporciona información sobre la efectividad de un proyecto implementado. Los principales métodos para evaluar la efectividad del flujo de caja son el Valor Actual Neto y la Tasa Interna de Retorno. (Cabrera, 2005)

Valor Actual Neto es el valor de la moneda que resulta de restar la suma de los flujos descontados a la inversión inicial. Dentro de un periodo de vida útil del proyecto y con la tasa característica del mercado. Si el valor del valor actual neto es mayor o igual que cero se acepta la inversión y si es menor que cero entonces el proyecto no es rentable por lo tanto se le rechaza. Este análisis se conoce como valor del dinero en el tiempo. El significado del valor actual neto señala que una cantidad de dinero recibido en el periodo

de inicio del proyecto es más valiosa que el flujo de dinero recibido luego de 10 años en el futuro, en virtud de las probabilidades de invertir capital en el periodo de tiempo inicial. El criterio del valor actual neto plantea que un proyecto es rentable cuando su valor es igual o mayor a cero, donde el VAN es la diferencia entre los ingresos y egresos expresados en la moneda actual. (Cabrera, 2005)

El Valor actual neto se expresa por la siguiente ecuación:

$$VAN = -I + \sum_{t=1}^n \frac{BN}{(1+i)^t} \dots \dots \dots (8)$$

Donde:

I= Es la Inversión realizada para desarrollar el proyecto en el año “0” de la evaluación económica.

i = Es la tasa de interés del mercado.

n = Tiempo de vida del proyecto en años.

BN= Representan los Beneficios netos anuales de caja en cada periodo de análisis, y donde:

$$BN = A_t - E_t \dots \dots (9)$$

Donde:

At = Ingresos, ahorro por el proyecto implementado (Para cada año)

Et = Egresos que pueden ser compra de combustible y por operación y mantenimiento.

Tasa Interna de Retorno (TIR) representa la tasa de interés más alta que un inversionista podría pagar sin el riesgo de perder dinero. La tasa interna de retorno está definida como la tasa de descuento en el cual la sumatoria de los flujos de caja descontados es igual a la inversión inicial, y agrega que si la TIR es superior que la tasa de mercado, entonces el proyecto es rentable por lo cual se acepta el proyecto. Se evalúa el proyecto en función de una única tasa de rendimiento por período con la cual la totalidad de los beneficios actualizados son iguales a los desembolsos expresados en moneda actual, además representa la tasa de interés más alta que el inversionista puede llegar a pagar sin el riesgo de perder dinero, para el caso de que las fuentes de financiamiento de la inversión fueron prestamos o créditos. (Cabrera, 2005)

Se evalúa a través de la siguiente ecuación:

$$0 = -I + \sum_{t=1}^n \frac{BN}{(1+i)^t} \dots \dots \dots (10)$$

PAY BACK: Es el tiempo que tarda u a inversión en ser recuperadas con los ahorros obtenidos del proyecto de uso eficiente. Esta metodología es muy utilizada en los proyectos de uso eficiente. En este caso la implementación del sistema de calentamiento de aire con respecto a un sistema convencional. (Godos, 2010)

El Pay back, también denominado periodo de recuperación del capital trata de una técnica que hacen uso las empresas para tener una idea del tiempo que tardará en recuperarse la inversión de un proyecto, con mucha aplicación en los proyectos de eficiencia energética. El Pay back pretende obtener una visión económica en el cual no se requiere de una tasa de interés de mercado normado o una fuente financiera de préstamo, sino que asume que la inversión realizada es con capital propia de la empresa. (Torres y Paredes, 2017)

$$PR = \frac{I}{BN} \text{ años } \dots \dots \dots (11)$$

III. MATERIAL Y MÉTODO

3.1 Material:

3.1.1 Sustancias.

Aire comburente.

El aire de la combustión proporcionara el oxígeno requerido para que realizar la reacción de combustión. Está compuesto en su mayor parte en peso por nitrógeno (N₂), oxígeno (O₂), bajos volúmenes de gases inertes y de vapor de agua. En ciertos casos se emplea para la combustión oxígeno puro o una mezcla de aire enriquecido con oxígeno. El nitrógeno presente en el aire co actúa o participa en la reacción de oxidación. Se presentan las principales propiedades del aire a condiciones ambientales:

Tabla 1 Propiedades del Aire

N°	Parámetro	Valor	Unidad
1	Calor específico a presión constante	1,0041	kJ/kg
2	Densidad	1,21	kg/m ³

Fuente: Rojas (2021)

Gas Natural.

El gas natural es un combustible constituido por una mezcla de hidrocarburos que, en condiciones de pozo, se encuentran en estado gaseoso asociados a masas de petróleo crudo. Se encuentra en la naturaleza como: gas natural asociado cuando se presenta junto petróleo crudo o en caso contrario por su volumen el petróleo se encuentra asociado al gas natural. El principal componente es el metano, entre 90 a 92% para el gas natural proveniente del reservorio de Camisea. Sus otros componentes son el etano en cerca al 6 u 8%, el propano, el butano, propileno, y otras fracciones más pesadas como el pentano, el hexano y el heptano, así como de vapor de agua y dióxido de carbono.

El gas natural es una de las fuentes de energía convencional menos contaminante con un factor de 54 kg de CO₂ equivalente emitido /TJ , se emplean en el sector de generación de energía eléctrica, industrial (hornos y calderos, transporte vehicular y en el sector residencial. Comparando con otros combustibles al emplear gas natural en hogares o en la industria, se generan entre 25 y 30 % menos emisiones de CO₂ que empleando petróleo BD5, y entre 40 y 50 % menos emisiones de CO₂ que al emplear carbón en relación con cada unidad energética consumida.

Las propiedades del gas natural utilizado son:

Tabla 2 Propiedades del Gas Natural

N°	Parámetro	Valor	Unidad
1	Poder calorífico inferior	35 988	kJ/m ³
2	Densidad	0,7423	Kg/m ³
3	Equivalencia energética	28	m ³ /MMBTU

Fuente: Calidda Gas Natural

Tabla 3 Estructura de costos del Gas Natural en Zona Norte Categoría Pesca

N°	Parámetro	Valor	Unidad
1	Precio GNL (P _{GNL})	0,84658	S/. /m ³
2	Recargo FISE (R _{FISE})	0,00755	S/. /m ³
3	Transporte virtual (T _V)	0,65238	S/. /m ³
4	Margen de distribución (M _D)	0,86843	S/. /m ³

Fuente: Empresa QUAVII S.A.C

3.1.2 Información de planta.

Se presenta la siguiente información de planta.

Tabla 4 Datos nominales de generación de vapor

Detalle	Generador de Vapor 1	Generador de Vapor 2
Marca	Distral	Distral
Potencia (BHP)	300	300
Presión de operación(bar)	8	8
Eficiencia (%)	85	84
Temperatura agua(°C)	95	95
Presión agua de alim.(bar)	20	20
Temperatura gases(°C)	190	190
Flujo de gas natural		
Alta (Gal/h)	300	---
Baja (Gal/h)	200	80

Fuente: Elaboración propia

Tabla 5 Datos estructurales de calderos

Dimensión	Caldero 1	Caldero 2
Diámetro caldera(mm)	2,80	3,20
Largo caldera(mm)	6,80	6,80
Diámetro Chimenea (mm)	0,90	0,90
Altura Chimenea (mm)	4,70	4,70

Fuente: Elaboración propia con información de la empresa



Figura 16 Vista lateral de área de generación de vapor de empresa

Fuente: Elaboración propia

Tabla 6 Información de producción de planta harina

Parámetro	Valor
Capacidad de planta	10 Ton/h
Capacidad de producción	2,5 Ton/h
Eficiencia	4 Ton de materia prima/Ton de harina

Fuente: Elaboración propia con información de la empresa

3.2 Método.

3.2.1 En la presente investigación se aplicarán los siguientes métodos:

- Método deductivo. – El plan de investigación planteo de ir desde lo general a lo específico; a través del cual se fueron hallando los diversos efectos que se genera

en la optimización del rendimiento de planta de generación de vapor con la propuesta de implementación del calentamiento del aire de combustión.

- Método descriptivo. – Busca responder la pregunta de cómo una determinada parte de la realidad en este caso el impacto en el rendimiento de planta de generación de vapor con el calentamiento del aire de combustión.

3.2.2 El diseño de la investigación es pre experimental, con lo cual el investigador se aproxima hacia una investigación experimental pero no se cuenta con los medios de control suficientes que permitirían una validez. Se midió el mismo sujeto (rendimiento de planta), realizando mediciones inicialmente sin el empleo de un sistema de precalentamiento de aire y después realizando mediciones con la propuesta de implementación del sistema de precalentamiento de aire.



O1: Rendimiento de planta sin calentamiento de aire.

O2: Rendimiento de planta con calentamiento de aire.

X: Sistema de calentamiento de aire.

G.E: Caldera pirotubular N° 1 de 300 BHP de Empresa Pesquera Op7&Bell S.A.C. Planta de Harina.

3.2.3 Metodología de cálculo:

Se detalla la secuencia de cálculo en la determinación de resultados y discusión realizado del presente informe el cuál se realiza al caldero 1 de 300 BHP el cual tiene una operación continua, mientras que el caldero 2 tiene una operación intermitente.

- a. Desempeño energético en generador de vapor 1.

Se determinan los indicadores de desempeño del generador de vapor 1, teniendo en cuenta los siguientes:

Indicador de desempeño energético técnico:

$$IDET = \frac{m^3 / mes}{Toneladas de Harina producida/mes} \dots \dots \dots (12)$$

Indicador de desempeño energético técnico:

$$IDEE = \frac{S/ \text{Facturacion de gas natural /mes}}{\text{Toneladas de Harina producida/mes}} \dots \dots (13)$$

Para la facturación de gas natural se tendrá en cuenta la siguiente ecuación, aplicando el 18 % por IGV y los cargos de la tabla 3:

Facturacion gas natural

$$= 1,18$$

$$* (\text{Consumo mes de gas natural} * (P_{GNL} + R_{FISE} + T_V + M_D)) \dots (14)$$

Indicador de desempeño energético ambiental.

$$IDEA = \frac{\text{Toneladas de } CO_2 \text{ emitidas/mes}}{\text{Toneladas de Harina producida/mes}} \dots \dots \dots (15)$$

Donde las toneladas de CO₂ emitidas están asociadas al consumo mensual de gas natural.

Rendimiento de planta para el área de generación de vapor:

$$Rp_{GV} = \frac{\dot{m}_v \left(\frac{\text{Ton}}{h} \right)}{\dot{m}_c \left(\frac{m^3}{h} \right)} \dots \dots \dots (16)$$

Rendimiento de planta para el área de producción de harina de pescado:

$$Rp_{HP} = \frac{\dot{m}_c \left(\frac{m^3}{h} \right)}{\text{Produccion} \left(\frac{\text{Ton. harina}}{h} \right)} \dots \dots \dots (17)$$

- b. Determinación de la potencia térmica suministrada por los gases de la combustión. Se presenta la figura 17 en la cual se visualiza el flujo masico de gases de la combustión provenientes del generador de vapor y el aire caliente a emplearse en la combustión, ubicados en la chimenea del generador de vapor.

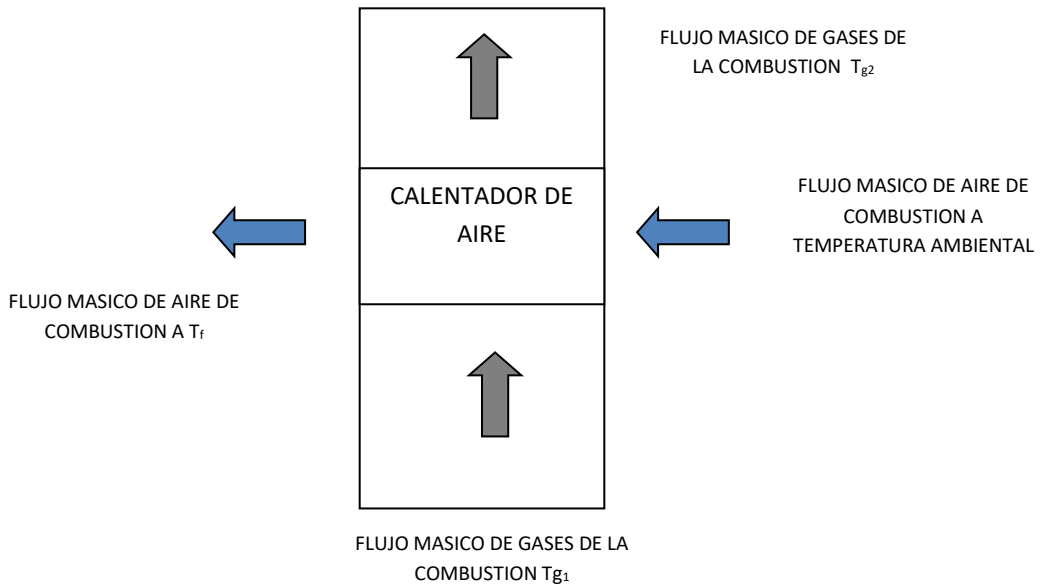


Figura 16 Distribución de flujos en la chimenea

Fuente: Elaboración propia

Para determinar el flujo de calor disponible del flujo masico de gases de la combustión provenientes del generador de vapor (\dot{Q}_g), se tiene la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g * C_{p_{cg}} * (T_{g1} - T_{g2}) \dots \dots \dots (18)$$

Dónde:

\dot{Q}_g , es el flujo de calor disponible de los gases de combustión.

\dot{m}_g , es el flujo masico de gases de la combustión

C_{p_g} , es el calor especifico a presión constante de los gases de combustión.

T_{g2} , es el valor de la temperatura de los gases de la combustión salientes del precalentador de aire.

T_{g1} , es el valor de la temperatura de los gases de la combustión entrantes al precalentador de aire.

El flujo de calor absorbido por el aire empleado en la combustión(\dot{Q}_a), se calcula según la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a * C_{p_a} * (T_{fa} - T_{amb}) \dots \dots \dots (19)$$

Dónde:

\dot{Q}_2 , es el flujo de calor absorbido por el aire.

\dot{m}_a , es el flujo masico de aire de la combustión

C_{p_a} , es el calor especifico a presión constante del aire.

T_{fa} , es el valor de la temperatura del aire a la salida del precalentador de aire.

T_{amb} , es el valor de la temperatura ambiental.

En un balance de energía se demuestra que:

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_a \dots \dots \dots (20)$$

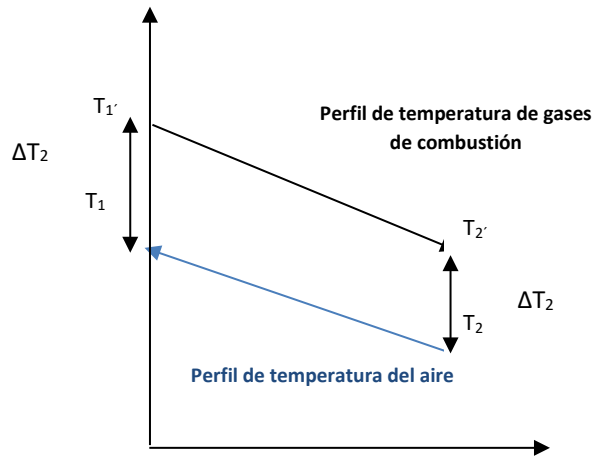


Figura 17 Distribución de temperaturas en precalentador de aire

Fuente: Elaboración propia

c. Dimensionamiento del precalentador de aire.

La ecuación de transferencia de calor que permite el diseño del precalentador de aire-gas es la siguiente:

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_a = \dot{Q}_T \dots \dots \dots (21)$$

$$\dot{Q}_T = A_T * LMTD * U_T * Ft \dots \dots \dots (22)$$

Dónde:

A_T , es el área total de transferencia de calor

LMTD es la diferencia media logarítmica de temperaturas.

U_T es el coeficiente global de transferencia de calor.

F_t es el factor de incrustación o corrección.

Cada componente de la ecuación 22 se determino teniendo en cuenta las siguientes ecuaciones:

- La superficie de transferencia de Calor según la siguiente ecuación:

$$A_T = N * D_i * \pi * L * n \dots \dots \dots (23)$$

Dónde:

L es la longitud de la tubería.

n es el número de tubos del calentador de aire.,

D_i es el diámetro interno de las tuberías.

N es el numero de pasos en el precalentador de aire.

- La diferencia media de temperatura en una fase de transferencia de calor es función de la dirección de la corriente de los fluidos presentes en el proceso. Los fluidos calientes y fríos en un proceso tienen dependencia con el tipo de flujo laminar o turbulento que se presenta en el intercambio de calor. El valor del LMTD permite un análisis del precalentador de aire en función al valor de las temperaturas de los gases de combustión y del aire, según la figura 18.

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \dots \dots \dots (24)$$

- Para el Calculo del coeficiente global de transferencia de calor se tiene el siguiente procedimiento:

$$U_T = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{x}{K_m} + \frac{1}{h_i}} \dots \dots \dots (25)$$

Donde:

K_m es la conductividad térmica del material de los tubos del calentador de aire.

h_e es el coeficiente convectivo externo de transferencia de calor.

h_i es el coeficiente convectivo interno de transferencia de calor.

Para determinar el coeficiente convectivo externo o lado de la coraza de transferencia de calor se tiene en cuenta lo siguiente:

El Numero de Reynolds es un Numero Adimensional que compara las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas y definido según la siguiente ecuacion:

$$N_{RE} = \frac{v * D * \rho}{\mu} = \frac{4 * \dot{m}_{ac}}{D_i * \pi * \mu} \dots \dots \dots (26)$$

Donde en función al Número de Reynolds el flujo es de régimen laminar o de régimen turbulento.

El valor del coeficiente convectivo (h_e) es en función del Número de Nusselt que a la vez depende de los Números de Prandtl y Reynolds, según la siguiente relación:

$$N_U = C * N_{RE}^m * N_{PR}^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (27)$$

Como referencia el texto de Fundamentos de Transferencia de calor de Frank Incropera presenta los valores de C y m para la ecuación 27.

Tabla 7 Constantes C y m para flujo cruzado

Numero de Reynolds	C	m
0.4-4	0,989	0,330
4-40	0,911	0,385
40-4 000	0,683	0,466
4 000-40 000	0,193	0,618
40 000-400 000	0,027	0,805

Fuente: Incropera, Frank (Capítulo 8)

Además

$$N_U = \frac{h_e * D_{ext}}{k} \dots \dots \dots (28)$$

De donde:

N_U es el Numero de Nusselt.

N_{PR} es el Numero de Prandtl

K es el coeficiente de conductividad del fluido que fluye por la parte externa al tubo

D_{ext} es el diámetro exterior de la tubería.

Para determinar el coeficiente convectivo interno o lado de los tubos, de transferencia de calor se tiene en cuenta lo siguiente:

La determinación del Número de Reynolds se realiza en función a la ecuación 27, siendo la longitud característica el diámetro interior de la tubería.

El comportamiento del flujo es característico del flujo interno, de donde:

Para flujo turbulento:

$$N_{NU} = 0.023 * N_{RE}^{0.8} * N_{PR}^{0.4} \dots \dots \dots (29)$$

Y para flujo laminar o turbulento para un tubo circular uniforme y condiciones laminares completamente desarrollados, el Numero de Nusselt es una constante.

$$N_{NU} = \frac{h_i * D_i}{k} \dots \dots \dots (30)$$

- d. Determinación de la mejora de los indicadores de desempeño y rendimiento de planta para lo cual se aplicó la siguiente ecuación:

$$\%de\ mejora = \frac{Valor\ inicial - Valor\ final}{Valor\ inicial} * 100\% \dots \dots (31)$$

- e. Se realizo la evaluación económica de la propuesta de instalación del precalentador de aire, determinándose el valor del VAN, TIR y Pay back.

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

4.1 Determinación de indicadores de desempeño y rendimiento de planta.

Operación a plena carga para el Generador de vapor 1.

Generador de vapor 1 300 m³/h

Generador de vapor 2 80 m³/h

Producción de harina 2,5 Ton/h

Aplicando la ecuación 2 para obtener el flujo masico de vapor.

$$h_2 = 2\,767,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 398,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{PCI} = 35\,998 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Densidad gas natural} = 0,7433 \text{ kg/m}^3$$

$$85\% = \frac{\dot{m}_v * (2\,767,5 - 398,5)}{300 * 35\,998} * 100\% \dots \dots \dots (2)$$

$$\dot{m}_v = 3\,875 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\text{Factor de carga GV1} = \frac{3\,875 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{(2\,767,5 - 398,5)\text{kJ}}{\text{kg}} * \frac{1 \text{ kcal}}{4,18 \text{ kJ}} * \frac{1 \text{ BHP}}{8\,437 \text{ kcal/h}}}{300 \text{ BHP}}$$

$$\text{Factor de carga GV1} = 86,7 \%$$

Indicador de desempeño energético técnico:

$$\text{IDET} = \frac{300 \text{ m}^3/\text{h}}{2,5 \text{ Toneladas de Harina producida/h}} = 120 \frac{\text{m}^3}{\text{Ton. harina}}$$

Indicador de desempeño energético técnico:

Para la facturación de gas natural se tiene en cuenta la ecuación 14.

Facturacion gas natural

$$= 1,18 * (300 * (0,84688 + 0,00755 + 0,65238 + 0,86843))$$

$$= 840,4 \frac{\text{S}}{\text{h}}$$

$$IDEE = \frac{840,8 \text{ S/ /h}}{2,5 \text{ Toneladas de Harina producida/h}} = 336,3 \frac{\text{S/}}{\text{Ton. harina}}$$

Indicador de desempeño energético ambiental.

Tomando un factor de emisiones de 56,1 kg de CO₂/TJ, tomado del Inventario Nacional de emisiones de gases de efecto invernadero.

https://infocarbono.minam.gob.pe/wp-content/uploads/2016/03/2010_2000.pdf

$$IDEA = 300 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 35\,998 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} * \frac{1 \text{ TJ}}{10^9 \text{ kJ}} * 56,1 \frac{\text{Ton CO}_2}{\text{TJ}} * \frac{\text{h}}{2,5 \text{ Ton vapor}}$$

$$IDEA = 0,242 \frac{\text{Ton CO}_2}{\text{Ton vapor}}$$

Rendimiento de planta para el área de generación de vapor:

$$Rp_{GV} = \frac{3,875 \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}}\right)}{300 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right)} = 12,9 \frac{\text{kg de vapor}}{\text{m}^3 \text{ de gas natural}}$$

Rendimiento de planta para el área de producción de harina de pescado es idéntico al valor IDET.

4.2 Determinación del flujo de calor disponible por los gases de la combustión.

El exceso de aire para una buena combustión del gas natural según el texto de combustión industrial de Castillo (2019) es 15 %.

Además, la relación aire/combustible para el gas natural tomado de la tesis de 15,8 kg de aire/kg de gas natural. Tomado de la tesis de Robles y Valera (2022) disponible en:

<https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/3989>

Determinando el flujo masico de gases de la combustión:

$$\dot{m}_a = R_{a/c} * \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_a = 15,8 * 1,15 * 300 \frac{m^3}{h} * 0,7433 \frac{kg}{m^3} = 4\,051,7 \frac{kg}{h}$$

Seguidamente determinamos el flujo masico de gases de la combustión aplicando la ecuación de continuidad en el caldero de 300 BHP.



Figura 18 Aplicación de la ecuación de continuidad en caldero

Fuente: Elaboración propia

Se cumple que:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c + \dot{m}_a$$

$$\dot{m}_g = (300 * 0,7433) + 4\,051,7 = 4\,274,7 \text{ kg/h}$$

Del mismo modo la potencia calorífica suministrada por los gases de la combustión es igual a la potencia calorífica absorbida por el flujo masico de aire de la combustión.

Se toma como restricción de intercambio de calor entre 2 fluidos a diversa temperatura del texto: Centrales de Ciclo combinado de Sabugal (2006) igual a 8 °C.

Por lo tanto, se cumple los siguientes valores de temperatura

Lado de los gases:

Temperatura inicial $T_{ig} = 180 \text{ °C}$

Temperatura final $T_{fg} = T_x$

Lado del aire:

Temperatura inicial $T_{amb} = 20\text{°C}$

Temperatura final $T_{fa} = T_x - 8$

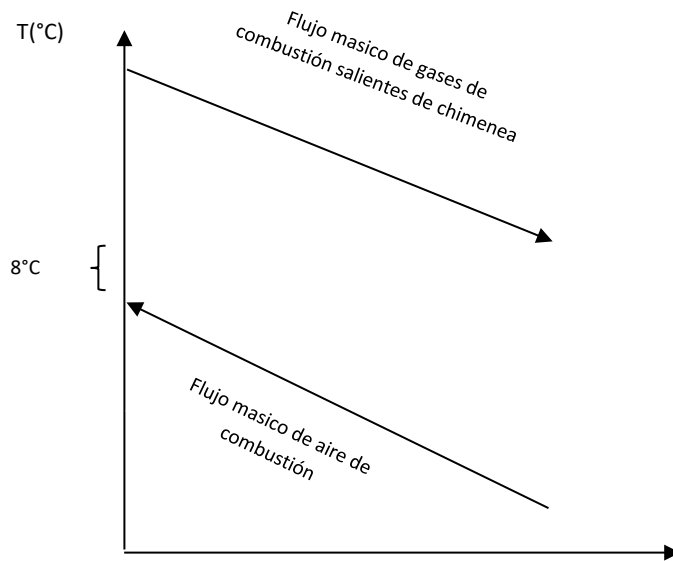


Figura 19 Diagrama de intercambio de temperaturas para sistema de calentamiento de aire de combustión

Fuente: Elaboración propia

Igualando las ecuaciones 18 y 19.

$$\begin{aligned} \dot{m}_g * C_{p_{cg}} * (T_{g1} - T_x) &= \dot{m}_a * C_{p_a} * ((T_x - 8) - T_{amb}) \\ 4\,274,7 * 1,0031 * (180 - T_x) &= 4\,051,7 * 1,0041 * ((T_x - 8) - 20) \\ T_x &= 106 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

C_{p_g} , es el calor específico a presión constante de los gases de la combustión, igual a 1,003 kJ/kg °C, fue tomada de la tesis de Robles y Valera (2022).

Los gases de la combustión del gas natural tiene un valor mínimo a la salida de la chimenea de 110°C, por lo tanto el valor de 106°C es menor al valor de 110°C, por lo tanto se debe corregir el cálculo del valor límite de salida de los gases de la combustión de 110°C,

Corrección de los valores de temperatura:

Lado de los gases:

Temperatura inicial $T_{ig} = 180 \text{ } ^\circ\text{C}$

Temperatura final $T_{fg} = 110^{\circ}\text{C}$

Lado del aire:

Temperatura inicial $T_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$

Temperatura final $T_{fa} = T_x$

Igualando las ecuaciones 18 y 19.

$$4\,274,7 * 1,0031 * (180 - 110) = 4\,051,7 * 1,0041 * (T_x - 20)$$

$$T_x = 93,7^{\circ}\text{C}$$

Por lo el flujo de calor disponible de los gases de la combustión es según la ecuación 18:

$$\dot{Q}_g = 4\,274,7 * 1,003 * (180 - 110) = 300\,126,7 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

4.3 Diseño térmico del calentador de aire.

4.3.1 Consideraciones de calculo

Se selecciona tuberías de acero al carbono SCH 40 de 1 ½” ASTM A-312 304 para intercambiadores de calor. El valor de la SCH es de baja presión de hasta 10 bar.

Diámetro exterior = 48,3 mm.

Diámetro interior = 40,92 mm.

Espesor = 3,69 mm.

El diámetro de la chimenea es 900 mm, por lo cual se selecciona en primera instancia 8 tubos de 1 ½”, espaciados entre centros 1 ½” con lo cual el espacio entre tubos es de 24,15 mm.

Se tiene un área de paso igual a :

$$S_t = 2 * 48,3 * 8 = 772,8 \text{ mm}$$

El área de paso esta dentro del rango del espacio disponible en la chimenea que es de 900 mm.

4.3.2 Calculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas.

Según la ecuación 24 y las figuras 18 y 20 se determina la MLDT.

$$\Delta T_2 = 90 - 20 = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 180 - 93,7 = 86,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{MLDT} = \frac{70 - 86,3}{\ln \frac{70}{86,3}} = 77,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.3.3 Determinación del coeficiente global de transferencia de calor.

- a. Coeficiente convectivo interior de transferencia de calor. Por la parte interna de los tubos fluye el aire a calentarse.

Determinación de la temperatura media de flujo de aire:

$$T_{m \text{ aire}} = \frac{93,7 + 20}{2} = 56,85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las propiedades del aire a la temperatura de 56,85 °C fueron extraídas del texto de Mecánica de Fluidos: Fundamentos y aplicaciones de Cengel y Cimbala (2006)

Conductividad Térmica (k) : 0.2765 W/m-°K

Numero de Prandtl (N_{PR}): 0,721

Viscosidad dinámica (μ): 1,98 x 10⁻⁵ kg/m-sg

Densidad (ρ) = 1,072 kg/m³

El Flujo másico de aire que fluyen a través de los 8 tubos de 1 ½” es iguala:

$$\dot{m}_{a/t} = \frac{\dot{m}_a}{N^\circ \text{ de Tubos}} = \frac{4 \ 051,7 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{8} = 0,0807 \frac{\text{kg}}{\text{sg}}$$

Se determina el valor del número de Reynolds.

$$N_{RE} = \frac{4 * \dot{m}_{ac}}{D_1 * \pi * \mu} = \frac{4 * 0,0807}{0,04092 * 3,1416 * 1,98 * 10^{-5}} = 126 \ 840 \text{ (Flujo turbulento)}$$

El Numero de Nusselt laminar se determina en funciona a la ecuación 27 y los valores de la tabla 7 según el valor del Número de Reynolds.

$$N_{NU} = 0,027 * N_{RE}^{0,805} * N_{PR}^{\frac{1}{3}}$$

$$N_{NU} = 0,027 * 126\ 840^{0,805} * 0,721^{\frac{1}{3}} = 310,55$$

Según la ecuación N° 11 se determina el coeficiente convectivo interno de transferencia de calor:

$$N_{NU} = \frac{h_i * D_i}{k}$$

$$310,55 = \frac{h_i * 0,04092}{0,2765}$$

$$h_i = 2\ 098,4 \frac{W}{m^2 - ^\circ K}$$

- b. Coeficiente convectivo exterior de transferencia de calor.

Determinación de la temperatura media de flujo de gases de la combustión salientes del caldero por la chimenea:

$$T_{m\ gases} = \frac{180 + 110}{2} = 135^\circ C$$

Las propiedades de los gases de la combustión a la temperatura de 135°C fueron extraídas de la tesis de Pacheco y Vargas (2021). Disponible en:

<https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/3710>

Conductividad Térmica (k) : 0,509 W/m-°K

Numero de Prandtl (N_{PR}): 0,7353

Viscosidad dinámica (μ): 27,15 x 10⁻⁶ kg/m-sg.

Densidad (ρ) = 0,6057 kg/m³

Se determina la relación entre distancias al flujo (S_t)

$$S_t = 2 * De = 2 * 0.0483 = 0.0966$$

La velocidad media del flujo de gases de la combustión que inciden sobre el área de contacto es igual a:

Flujo de gases de la combustión: 4 274,7 kg/h = 1,1874 kg/sg

Considerando una longitud máxima de 900 mm.

$$Area\ frontal\ de\ paso = 8 * 0,0483 * 0,9 = 0,6182\ m^2$$

$$v_{media} = \frac{\dot{m}_g}{\rho * Area\ frontal\ de\ paso} = \frac{1,1874}{0.6057 * 0,6182} = 3,17\ m/sg$$

Seguidamente determinamos la velocidad máxima del flujo:

$$V_{max} = \frac{S_t}{S_t - De} * v_{media}$$

$$V_{max} = \frac{0.0966}{0.0966 - 0.0483} * 3,17 = 6,34\ m/sg$$

Determinación del Número de Reynolds para la parte externa de los tubos:

$$N_{RE} = \frac{V_{max} * De}{\nu} = \frac{6,34 * 0.0483}{27,15 * 10^{-6}} = 11\ 282\ (\text{Flujo turbulento})$$

El Numero de Nusselt laminar se determina en funciona a la ecuación 27 y los valores de la tabla 7 según el valor del Número de Reynolds.

$$N_{NU} = 0,193 * N_{RE}^{0,618} * N_{PR}^{\frac{1}{3}}$$

$$N_{NU} = 0,193 * 11\ 282^{0,618} * 0,7353^{\frac{1}{3}} = 55,51$$

Según la ecuación N° 11 se determina el coeficiente convectivo interno de transferencia de calor:

$$55,51 = \frac{h_e * 0,0483}{0,509}$$

$$h_e = 585 \frac{W}{m^2 - ^\circ K}$$

c. Coeficiente conductivo del material del tubo de acero.

El coeficiente conductivo del acero al carbono es de 54 W/m-°K

<https://blog.utp.edu.co/docenciaedwin/files/2015/06/coeficientes-de-conduccion-termica.pdf>

d. Coeficiente global de transferencia de calor. Según la ecuación 25.

$$U_T = \frac{1}{\frac{1}{2098,4} + \frac{0,00369}{2 * 54} + \frac{1}{585}} = 384,26 \frac{W}{m^2 - ^\circ K}$$

4.3.4 Determinación de la longitud de tubos y numero de pasos.

El flujo de calor sensible cedido por los gases de la combustión es:

$$300 = 300 \, 126 \frac{kg}{s} * 1,003 \frac{kJ}{kg \, ^\circ C} * (180 - 110)^\circ C$$

$$Q_{gc} = 300 \, 126,7 \frac{kJ}{h} * \frac{1 \, 000 \, J}{kJ} * \frac{h}{3 \, 600 \, sg} = 83 \, 368,5 \, W$$

Utilizando la ecuación 22, se determina el área total de transferencia de calor, considerando un factor de incrustación igual a 1.(Ver en Anexo tablas para el valor de F)

$$83 \, 368,5 = A_T * 77,8 * 384,26 \quad A_T = 2,7862 \, m^2$$

Se determina Determinación del número de tubos: Se tiene en cuenta que se tienen 2 pazos los que realiza el aire dentro de los tubos , lo que representa una longitud efectiva de $2 * 1,2 = 2,4 \, m$.

$$A_T = \pi * D_e * L * \text{NUMERO DE TUBOS}$$

$$2,7862 = \pi * 0.0483 * L * 8$$

$$L = 2,29 \text{ m} * 1 \frac{\text{pazo}}{0,9\text{m}} = 2,54 \text{ pazos} = 3 \text{ pazos}$$

El valor final del número de pazos, numero de tubos igual a 3 de 1 1/2" SCH 40 con longitud de pazos igual a 0,9 metro. Donde el flujo de aire circula dentro de los tubos y los gases de la combustión circulan por la parte externa a las tuberías.

4.4 Mejora de indicadores de desempeño y rendimiento de planta.

4.4.1 Reducción del consumo de combustible.

Operación a plena carga para el Generador de vapor 1 para generar 3 875 kg/h de vapor saturado y con eficiencia constante se determina el nuevo flujo de combustible de gas natural consumido con la propuesta de implementación del calentador de aire de combustión.

Aplicando la ecuación 2 modificada para obtener el flujo masico de combustible, a la cual se le debe adicionar el flujo de calor sensible aportado por el aire caliente.

$$h_2 = 2\,767,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 398,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{PCI} = 35\,998 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Densidad gas natural} = 0,7433 \text{ kg/m}^3$$

$$85\% = \frac{3\,875 * (2\,767,5 - 398,5)}{\dot{m}_{c/a} * 35\,998 + \dot{m}_a * C_{p_a} * T_{f_a}} * 100\%$$

$$85\% = \frac{3\,875 * (2\,767,5 - 398,5)}{\dot{m}_{c/a} * 35\,998 + 4\,051,7 * 1,004 * 93,7} * 100\%$$

$$\dot{m}_{c/a} = 289,8 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\text{Reduccion del consumo de combustible} = 300 - 289,8 = 10,2 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\% \text{ Reduccion del consumo de combustible} = \frac{300 - 289,8}{300} * 100\% = 3,4 \%$$

4.4.2 Mejora del desempeño de indicadores.

Indicador de desempeño energético técnico:

$$IDET_{c/a} = \frac{289,8 \text{ m}^3 / \text{h}}{2,5 \text{ Toneladas de Harina producida/mes}} = 115,92 \frac{\text{m}^3}{\text{Ton. harina}}$$

Indicador de desempeño energético técnico:

Para la facturación de gas natural se tiene en cuenta la ecuación 14.

Facturacion gas natural

$$\begin{aligned} &= 1,18 * (289,8 * (0,84688 + 0,00755 + 0,65238 + 0,86843)) \\ &= 812,2 \frac{\text{S/}}{\text{h}} \end{aligned}$$

$$IDEE = \frac{812,2 \text{ S/ /h}}{2,5 \text{ Toneladas de Harina producida/h}} = 324,8 \frac{\text{S/}}{\text{Ton. harina}}$$

Indicador de desempeño energético ambiental.

$$IDEA = 289,8 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 35 \ 998 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} * \frac{1 \text{ TJ}}{10^9 \text{kJ}} * 56,1 \frac{\text{Ton CO}_2}{\text{TJ}} * \frac{\text{h}}{2,5 \text{ Ton vapor}}$$

$$IDEA = 0,234 \frac{\text{Ton CO}_2}{\text{Ton vapor}}$$

Rendimiento de planta para el área de generación de vapor:

$$Rp_{GV} = \frac{3,875 \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right)}{289,8 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)} = 13,371 \frac{\text{kg de vapor}}{\text{m}^3 \text{ de gas natural}}$$

Mejora del rendimiento de planta de generación de vapor.

$$\% \text{ Mejora de rendimiernto de planta} = \frac{13,371 - 12,9}{12,9} * 100\% = 3,4 \%$$

4.5 Evaluación económica.

4.5.1 Consideraciones de cálculo.

Se presenta el presupuesto de implementación del calentador de aire de combustión. (Ver Anexo)

Inversión: S/. 96 901,60.

Los ingresos totales están referidos a los ahorros obtenidos por la reducción de consumo de gas natural al incrementarse la temperatura del aire de la combustión.

Para un promedio mensual de 100 horas de operación:

$$\text{Produccion mes} = 2,5 \frac{\text{Ton}}{\text{h}} * 50 = 250 \text{ Ton/mes}$$

$$\text{Reduccion mes de GN} = (300 - 289,8) * 100 = 1\,020 \text{ m}^3/\text{mes}$$

$$\text{Ahorro economico mes} = (840,4 - 812,2) * 100 = \text{S/ } 2\,820,0$$

Para una temporada promedio de 6 meses de operación:

$$\text{Ahorro anual} = 2\,820 * 6 = \text{S/ } 16\,920,0$$

Las consideraciones económicas para el cálculo de los indicadores de rentabilidad son los siguientes:

Tasa de Interés del mercado Eléctrico: 12 %.

Periodo de Evaluación del Proyecto: 10 años.

Valor actual neto. Según ecuación 8:

$$\text{VAN} = -38\,800.00 + \sum_{t=1}^{10} \frac{16\,920}{(1 + 0.12)^t} = 22\,569,14$$

El valor del VAN es S/ 22 569.14 y siendo un valor positivo, entonces la propuesta de implementación es rentable.

Tasa interna de retorno. Según ecuación 10:

$$0 = -38\,800.00 + \sum_{t=1}^{10} \frac{16\,920}{(1 + \text{TIR})^t} = 22569.14$$
$$\text{TIR} = 23.54 \%$$

Se determino un valor de la tasa interna de retorno igual a 23.54 % , el cual es un valor inferior a la tasa de interés del mercado de 12%, por lo tanto la propuesta de implementación según el presente indicador de rentabilidad no es rentable, considerando 6 meses de operación.

Periodo de recuperación de la inversión o pay back. Según ecuación 11:

$$\text{Pay back} = \frac{38\,800}{16\,920} = 2.29 \text{ años}$$

4.6 Discusión de Resultados.

En la investigación de Cano, I. & Cueva, J. (2012), se propuso la implementación de un sistema de calentamiento de aire del aire en un horno de calentamiento de 20 TM/h en Sider Perú, desde 20°C hasta 300 °C, con los gases de la combustión desde 600° hasta 371 °C con lo cual el rendimiento aumenta desde 72,84% hasta 82%, con una reducción de 673,92 Toneladas de CO₂/año , en cambio el presente proyecto de implementación para un sistema de calentamiento de aire está limitado por las operaciones de operación en una empresa de harina de pescado sujeto a la cuota de pesca, pero aun así, manteniendo constante la eficiencia del caldero 1 de 300 BHP se puede conseguir ahorros de 1 020 m³ de gas natural/mes para 100 horas /mes para una reducción de 0,242 a 0,234 Ton. CO₂/Ton de vapor generado.

En la investigación de Díaz, J. (2018), se propone el diseño de un calentador de agua desde 20 a 40 °C aprovechando los gases calientes salientes del múltiple de escape de un grupo electrógeno, el calentamiento de agua tiene el efecto de mejorar el sistema de alimentación de agua de calderos, con un beneficio de 86 000 soles al año, par este caso la operación del grupo electrógeno es intermitente y dependiente directo de la operación, del mismo modo con el calentador de aire para la empresa pesquera. De forma similar en la empresa de harina de pescado de 10 toneladas/hora de capacidad se tiene un beneficio económico para 6 meses de operación de S/ 16 920 al año mediante el sistema de calentamiento de aire de combustión desde 20°C a 93,7 °C con gases de la combustión, obteniéndose un mejor grado de aprovechamiento del flujo de calor sensible disponible.

En la investigación de López, H. (2018) para un caldero de 200 BHP se tiene por objetivo la mejora del rendimiento del caldero hasta un valor de 83,31% implementando un economizador con superficies aleteadas tipo I, reduciendo los gases de la combustión desde 190 a 130°C, pero con ello se optimiza la generación de vapor saturado para un hospital en la ciudad de Huancayo; a diferencia de lo anterior, en la presente investigación se pretende instalar un calentador de aire compuesto de 8 tubos de 3 pasos para aprovechar los gases de la combustión del gas natural desde 180 a 110°C, obteniendo el mismo de valor requerido de 3 875 kg/h de vapor saturado , rediciendo el flujo de combustible en 3,4%.

Por otro lado Meléndez, R. (2005) implemento un economizador o calentador de aire para un caldero de tipo acuotubular de 2 900 BHP, alcanzado reducir el flujo de combustible Petróleo Industrial N.º 6 en 2,5 % para la misma producción inicial requerida para un complejo azucarero, caracterizando por instalar un calentador de aire con tubos lisos por donde circula el aire de la combustión en flujo cruzado por la parte externa de los tubo , mientras que los gases de la combustión circulan por la parte interna de los tubos. A diferencia de la investigación anterior, en el calentador de aire de flujo cruzado por la parte interna de los tubos lisos fluye el aire de la combustión siendo circundado por flujo cruzado por la parte externa de los gases de la combustión, obteniéndose mediante el mencionado arreglo de flujos una mayor reducción porcentual de consumo de combustible con un valor de 3,4%, al margen de las horas de operación.

En el caso de Pacheco, R. y Vargas, E, (2021) proponen la instalación de un sistema de calentamiento de agua para procesos para calentar 1,5 m³/h de agua hasta un valor de 50°C en un caldero de 500 BHP en una empresa de conservas , para un intercambiador de calor de 12 pasos de gases de la combustión-agua de procesos, reduciendo los gases de la combustión desde 180 °C a 112,6 °C y con un flujo másico de 6 055 kg de gases de la combustión/h y se obtuvo una reducción de combustible en el orden de 11,77 kg GLP/h reduciendo el flujo de combustible en 4,23% y de manera similar el valor de sus indicadores de desempeño. Para nuestra investigación se demuestra que un intercambio de calor aire-gases de la combustión es mucho más eficaz por la cercanía de los valores de los calores específicos entre ambos fluidos, alcanzando los gases de la combustión 110°C (valor límite de salida a la atmosfera) y 93,7°C la temperatura del aire caliente empleando un menor flujo de gases de combustión del orden de 4 274,7 kg de gases de combustión/hora pero con una reducción del consumo de 3,4%.

En otro caso Paredes, J. (2009) realiza la recuperación de los gases de la combustión a través de un sistema para 03 calderos en Empresa Austral S.A.A de 160 Toneladas/hora de capacidad sumando 2 400 BHP la cual opera con petróleo residual 500 reduciendo la temperatura de los gases desde 217°C a 180°C y con un volumen total de 62 409 kg. gases/h calentando aire de la combustión hasta 53°C, pero la mayor capacidad de producción y horas de operación (250 horas/mes) le permiten tener un valor de rentabilidad más alto como se demuestra en el TIR de 24 %, a diferencia la presente

investigación que si bien es cierto el rendimiento de planta mejora 3,4% el valor del TIR es de 11,67% limitado por las horas de operación y la menor capacidad de producción del tamaño de planta de 10 Toneladas/hora y para solo un caldero de 300 BHP.

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1 Conclusiones.

- Se realizó un balance de energía en los calderos de 300 BHP la empresa, equipo que opera de forma continua, determinándose que para una eficiencia del 85% se obtiene un flujo masico de vapor de 3 875 kg/h de vapor saturado, alcanzándose un rendimiento de planta de 12,9 kg de vapor/m³ de gas natural consumido y un indicador desempeño energético técnico de 120 m³ de gas natural/tonelada de harina producida.
- Se cuantifico el flujo de calor sensible de los gases de la combustión obteniéndose un valor de 4 274,7 kg de gases de combustión/hora en un rango de temperatura desde 180°C a 110°C para ser aprovechados en un calentador de aire desde 20°C a 93,7 °C con una diferencia de temperaturas entre fluidos de 16,3°C , no pudiéndose alcanzar los 10°C de diferencia optimo, debido al límite de temperatura mínimo permitido por los gases de la combustión que es de 110°C.
- Se dimensiono los calentadores de aire de flujo cruzado formado por 8 tubos de 1 ½” SCH 40 ASTM A-312 304 de acero sin costura de 3 pasos, con 900 de longitud por paso, con una diferencia media logarítmica de temperatura de 77,8 °C y un coeficiente global de transferencia de calor de 384,26 W/m²-°K.
- El rendimiento de planta se incrementa a un valor de 13,37 kg de vapor/m³ de gas natural consumido y un indicador desempeño energético técnico de 115,92 m³ de gas natural/tonelada de harina producida, con un valor porcentual de 3,4%.
- Se realizo una evaluación económica para el sistema de calentamiento de aire, el cual es limitado a las horas de operación promedio de 100 horas/mes y el número de meses al año de operación, obteniéndose un TIR de 11,67% y un VAN de S/ 67 774,48 con una inversión de S/ 96 901,60.

- En respuesta a la hipótesis planteada en la investigación el rendimiento de planta de generación de vapor ha mejorado en un valor superior a lo planteado que es de 2% alcanzando un valor de 3,4% y con un valor menor valor de temperatura propuesto de calentamiento de aire de 100°C.

5.2 **Recomendaciones.**

- Si bien es cierto la limitante de la rentabilidad económica son las horas de operación y los meses de trabajo sujeto a cuotas de captura de materia prima, porque se ha demostrado técnica, económica y ambientalmente existen mejoras en el rendimiento de planta de generación de vapor, se debería procurar la instalación del calentador de aire de combustión por los beneficios detallados.
- Se podría realizar un estudio para determinar el efecto del calentamiento del aire en los quemadores de gas natural, desde un punto de vista analítico de la combustión, pero está limitado aun por la falta de tecnología en el país para poder realizar estudios de esa magnitud, que de alguna manera no solo permitan mejorar el rendimiento de planta de generación de vapor sino también la eficiencia de la combustión en un caldero piro-tubular.
- Es recomendable la difusión de las bondades técnicas, económicas y ambientales y de la mejora de los indicadores de desempeño en la industria mediante el empleo de calentadores de aire o el aprovechamiento de los flujos caliente para integrar áreas y circuitos de proceso, dando un valor agregado a la energía térmica residual de un proceso, que por lo general es desechada a la atmósfera.

VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

Tesis.

Arrieta, J. (2016). *Calentadores de aire para calderas*. (tesis de grado). Universidad tecnológica de Bolívar. Colombia. Disponible en:

https://www.academia.edu/7936176/CALENTADORES_DE_AIRE

Bautista, M. & Soto, G. (2018). Termoeconomía del reemplazo de combustible diésel-2 por GLP en la caldera menor del Hospital Regional Docente las Mercedes – Chiclayo. (tesis de grado). Universidad Señor de Sipan. Perú. Disponible en:

<https://repositorio.uss.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12802/4530/Bautista%20Culqui%20ipoma%20%26%20Soto%20Chirinos.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Barreto, F. & Castillo, F. (2014). Optimización de los indicadores de productividad de la empresa pesquera RIBAUDO S.A. mediante el uso de gas natural licuado en el área de calderos, (tesis de grado) Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:

<https://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/20.500.14278/1933/27248.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Cabrera, J. (2005). *Proyecto de industrialización y venta de café tostado y molido, empresa montecarlo Coatepeque, Quetzaltenango. estudio de evaluación financiera*. (tesis de grado). Universidad Rafael Landívar. Guatemala. Disponible en:

<http://biblio3.url.edu.gt/Tesis/lote01/Cabrera-Jose.pdf>

Cano y Cueva (2013). *Estudio de un sistema de precalentamiento de aire para el ahorro de energía en el horno de calentamiento de palanquillas de la empresa SIDERPERU S.A.* (tesis de grado) Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:

<https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/2292>

Cansalla, N. & Huallata, P. (2018). *Diseño de calderas pirotubulares de 15 BHP con parámetros de trabajo para altitudes superiores a 3800 m.s.n.m.* (tesis de grado). Universidad Andina Néstor Cáceres Velásquez. Perú. Disponible en:

<https://core.ac.uk/download/pdf/249337414.pdf>

De León, J. (2006). *Guía de prácticas de laboratorio en calderas pirotubulares de cuatro pasos para el curso de plantas de vapor*. (tesis de grado). Universidad San Carlos de Guatemala. Disponible en:

http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0485_M.pdf

Díaz. (2018). *Diseño de intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno para reducir costos de generación de vapor en planta Hayduk Puerto Malabrigo*. (tesis de grado) Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Universidad Cesar Vallejo, Trujillo, Perú.

García, J. (2013). *Diseño y construcción de un sistema de control automático para una caldera piro tubular horizontal*. (tesis de grado). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Ecuador. Disponible en:

<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/3263/1/108T0076.pdf>

Hernández. (2018). *Evaluación del desempeño energético en una empresa de autopartes, como base para la implementación de un sistema de gestión de la energía*. (tesis de postgrado) Instituto Superior Mexicano, México.

Huamancayo, C. (2017). *Análisis de un caldero pirotubular de 300 BHP, usando combustibles Diesel y GLP, para mejorar la eficiencia, en la empresa AGROMANTARO S.A.C.* (tesis de grado), Universidad Nacional del Centro. Perú.

Disponible en:

Jiménez, E. (2019). *“Influencia del queque hiller agregado al proceso de elaboración de harina de pescado en la temperatura final de almacenamiento*. (tesis de grado).

Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo. Perú. Disponible en:

<https://repositorio.unprg.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12893/4458/BC-TES-TMP-3279.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

López. (2018) *Captación de energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Centro en Perú.
<https://repositorio.uncp.edu.pe/handle/20.500.12894/5628?show=full>

López, D. (2010). *Estudio de la mejora de la eficiencia de una caldera pirotubular mediante el precalentamiento del aire de alimentación-* (tesis de grado). Universidad de Bucaramanga. Colombia, Disponible en:
https://repository.unab.edu.co/bitstream/handle/20.500.12749/1413/2010_Tesis_Deiner_Francisco_Lopez_Gomez.pdf?sequence=1&isAllowed=y

López, D. y Corpus, C. (2015). *Influencia de la presión de operación en las características de diseño de un caldero pirotubular de 2 ton/hora de vapor saturado*. (tesis de grado), Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:
<https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/2652>

Mamani y Ramos. (2018). *Optimización energética del generador de vapor (caldera) del comedor universitario de la Universidad Nacional del Altiplano de Puno con capacidad de 150 kg de vapor/hora*. Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Universidad Nacional del Altiplano, Puno, Perú. Disponible en:
<https://repositorioslatinoamericanos.uchile.cl/handle/2250/3277048>

Meléndez (2005). *Cálculo, diseño e instalación de un economizador para una caldera acuotubular de 2900 BHP*. (tesis de grado), Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa. Perú.

Montaño, R. (2007). *Cálculo de precalentadores del aire primario y secundario de la caldera 5 del ingenio castilla industrial S.A.* (tesis de grado). Universidad Autónoma de Occidente. Colombia. Disponible en:
<https://red.uao.edu.co/bitstream/handle/10614/6104/T04107.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Oyarce. (2017). *Programa de eficiencia energética para incrementar la eficiencia de los calderos de vapor del hospital regional Lambayeque 2017*. (tesis de grado), Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Universidad Cesar Vallejo, Trujillo, Perú. Disponible en:

<https://repositorio.uta.edu.ec/bitstream/123456789/1427/1/Tesis%20I.%20M.%20124%20-%20Vacacela%20Miranda%20Wilmo%20Marlon.pdf>

Pacheco, R. & y Vargas, E. (2021). *Recuperación de gases de caldera 500 BHP para calentamiento de agua en una máquina removedora de piel de pescado-empresa conservera la Chimbotana S.A.C.* (tesis de grado), Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:

<https://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/20.500.14278/3710/52232.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Paredes, J. (2009). *Estudio de un sistema precalentador de aire utilizando los gases de escape de las calderas N°1, N° 2, N° 3 en la planta pesquera Austral S.A.A en el distrito de Malabrigo*. (tesis de grado), Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:

<https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/2924>

Punina, D. & Arcos, J. (2014). *Diseño, construcción e instalación de un generador de vapor para el laboratorio de transferencia de calor*. (tesis de grado), Escuela Superior Tecnológica de Chimborazo. Ecuador. Disponible:

<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/3695/1/15T00580.pdf>

Robles, G. & Valera, V. (2022). *Impacto de la potencia efectiva de una central de cogeneración calificada en reducción de consumo de energía primaria - Empresa Centinela S.A.C.* (tesis de grado), Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:

<https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/3989>

Rodríguez, J. (2006). *Desarrollo de un Sistema de Control Avanzado de la Presión del Vapor en una Caldera de Tubos de Fuego*. (tesis de maestría). Pontificia Universidad Católica. Perú. Disponible en:

https://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/20.500.12404/84/RODRIGUEZ_JOSE_SISTEMA_CONTROL_VAPOR_CALDERA.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Torres, J. & Paredes, J. (2017). *Análisis de rentabilidad económica de los nuevos alojamientos turísticos regulados por el ministerio de turismo en el año 2015 para determinar el punto de equilibrio en puerto ayora – galápagos*. (tesis de grado). Universidad Central de Ecuador. Disponible en:

<http://www.dspace.uce.edu.ec:8080/bitstream/25000/10484/1/T-UCE-0004-TE004-2017.pdf>

Vacacela, E. (2011). *Estudio de parámetros de combustión en un calderín de 2 BHP y su efecto sobre la eficiencia*. (tesis de grado). Universidad Técnica de Ambato. Ecuador. Disponible en:

<https://repositorio.uta.edu.ec/bitstream/123456789/1427/1/Tesis%20I.%20M.%20124%20-%20Vacacela%20Miranda%20Wilmo%20Marlon.pdf>

Textos.

Bermúdez, P. (2000). *Tecnología Energética*. Ed. Universidad Politécnica de Valencia. 250 pp.

Cengel, Y. & Boles. (2017) *Termodinámica*. Editorial Mc Graw Hill. 7 edición. México. 1041 p. ISBN 978-0-07-352932-5

Castillo, P. (2019), *Combustión industrial del gas natural*. Ed. Independently published. Peru. 420 p. ISBN 1795268204

Guevara, R. (2019). *Plantas consumidoras de energía*. Universidad Nacional del Santa. Perú. 85 p.

Hernández, S. (2008). *Metodología de la investigación*, 6a ed. Santa Fe: Mcgraw-hill / interamericana editores. México. 350 p. ISBN: 978-1-4562-2396-0

Incropera, F. & De Witt. (2014). *Procesos de transferencia de calor*. Editorial Prentice Hill. 6 edición. 886 p. ISBN 9789701701706.

Sabugal, S. (2006). *Centrales de ciclo combinado*. Editorial Endesa. España. 1 edición. 328 p. ISBN 9788499699332.

Linkografía.

Alderetes (2016). *Calderas a Bagazo*. Universidad Nacional de Tucumán (UNT). Argentina. Disponible en:

<http://www1.herrera.unt.edu.ar/biblcet/wp-content/uploads/2016/08/q.pdf>

Barragán, R. (2016). *Intercambiadores de calor*. Blog de transferencia de calor. Argentina. Disponible en:

<http://elmaravillosomundodelafisicai.blogspot.com/2016/09/intercambiadores-de-calor.html>

Barrera, F. Ramírez, S. Sánchez, E. & Trujillo, J. (2007). *Mecanismos de Transferencia de Calor*. Boletín Científico de la Escuela Superior Tepeji del Río. México. Disponible en:

<file:///C:/Users/HP%20250/Downloads/6401-Manuscrito-39528-1-10-20210507.pdf>

Bosch (2022). *Caldera de agua sobrecalentada Unimat UT-H*. Calderas BOSCH. Alemania. Disponible en:

<https://www.bosch-thermotechnology.com/global/es/comercial-e-industrial/conocimiento/contactos/>

Calderas ACI. (2020). *Mantenimiento de Calderas*. ACI. México. Disponible en:

<https://asifeyekarj.com/servicios/mantenimiento-de-calderas/>

Castillo. (2015) *Manual de Combustión Industrial*. Publicación web del Ing. Percy Castillo. Perú. [Consulta: 22 de agosto del 2021]. Disponible en:
https://www.sistemamid.com/panel/uploads/biblioteca/2015-01-25_10-01-39113913.pdf

Cleaver Brooks. (2022). *Calderas Cleaver Brooks*. Empresa Cleaver Brooks. México. Disponible en:
<https://www.controlinteligente.com.mx/calderas.php>

CII (2019). *Reducción de facturación de combustibles fósiles a través del uso racional de la energía*. Corporación Interamericana de Inversiones. México. Disponible en:
<http://www.pesic.org/wp-content/uploads/2018/05/2-Eficiencia-en-Calderas.pdf>

Connor, N. (2017). ¿Qué es el coeficiente de transferencia de calor por convección? Definición. Thermal Engineering. España. Disponible en:
<https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-coeficiente-de-transferencia-de-calor-por-conveccion-definicion/>

Erica. (2017). *Aislamiento térmico*. Web Erica. Disponible en.
<http://www.ericca.es/aislamiento-termico/>

Oelker, A. (2010). *Análisis de la eficiencia en calderas*. THERMAL ENGINEERING LTDA. Chile. Disponible en:
http://www.thermal.cl/docs/articulos_tecnicos/articulo__eficiencia_en_calderas.pdf

Tradisa S.A. (2023) *Catalogo de tuberías de acero al carbono para intercambiadores de calor*. Pagina web Empresa Tradisa S.A. Perú. Disponible en:
<https://www.tradisa.net/t-de-acero-inoxidable-austenitico>

YERSCOMMERCE S.A. (2020). ¿Cómo instalar Tubos de Fuego en Calderas Piro-tubulares?. Colombia. Disponible en:
<https://www.linkedin.com/pulse/c%C3%B3mo-instalar-tubos-de-fuego-en-calderas-yerscommerce-s-a-/?originalSubdomain=es>

ZBG (2021). *Precalentador de aire en caldera*. ZBG Caldera. China. [Consulta: 22 de agosto del 2021]. Disponible en:

<https://www.calderaindustrial.com/precalentador-de-aire-en-caldera.html>

Zozen Boiler. (2022). ¿Qué es un paso para una caldera?. Zozen Boiler. México. Disponible en:

<https://es.zozen.com/faq/que-es-un-paso-para-una-caldera.html>

VII. ANEXOS

Anexo 1: Tabla de propiedades del aire.

Anexo 2: Catalogo de tuberias de acero de Empresa Tradisa.

Anexo 3: Presupuesto analítico.

Anexo 4: Planilla de costos de precio de gas natural Empresa QUAVII. Zona de concesión norte.

Anexo 5: Valores de emisiones para combustibles peruanos.

Anexo 6: Plano de detalle A-01

Anexo 7 Plano de detalle A-02

Anexo 8 Factor de incrustación.

Anexo 1: Tabla de propiedades del aire.

Propiedades del aire a 1 atm de presión							
Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Densidad $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico c_p $\text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073

Fuente: ÇENGEL, Yunus A. y John M. CIMBALA, “Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones”, 1ª edición, McGraw-Hill, 2006. Tabla A-9.

Anexo 2: Catalogo de tuberías de acero de Empresa Tradisa.

DIAMETRO NOMINAL Pulg.	DIAMETRO EXTERIOR (mm)	SCHEDULE							
		5S		10S		40 S		80 S	
		mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m
1/8	10.3	-	-	1.25	0.28	1.73	0.37	2.42	0.47
1/4	13.7	-	-	1.66	0.49	2.24	0.63	3.03	0.8
3/8	17.2	-	-	1.66	0.63	2.32	0.85	3.2	1.1
1/2	21.3	1.66	0.81	2.11	1	2.77	1.27	3.74	1.62
3/4	26.7	1.66	1.02	2.11	1.28	2.87	1.68	3.92	2.2
1	33.4	1.66	1.3	2.77	2.09	3.38	2.5	4.55	3.24
1 1/4	42.2	1.66	1.66	2.77	2.69	3.56	3.39	4.86	4.47
1 1/2	48.3	1.66	1.91	2.77	3.11	3.69	4.06	5.08	5.41
2	60.3	1.66	2.4	2.77	3.93	3.92	5.45	5.54	7.49
2 1/2	73	2.11	3.69	3.05	5.26	5.16	8.64	7.01	11.4
3	88.9	2.11	4.52	3.05	6.46	5.49	11.3	7.62	15.3
3 1/2	101.6	2.11	5.18	3.05	7.41	5.74	13.6	8.08	18.6
4	114.3	2.11	5.84	3.05	8.37	6.02	16.1	8.56	22.3

DIAMETRO NOMINAL Pulg.	DIAMETRO EXTERIOR (mm)	SCHEDULE							
		5S		10S		40 S		80 S	
		mm (in)	kg/m	mm (in)	kg/m	mm	kg/m	mm (in)	kg/m
5	141.3	2.77	9.46	3.41	11.6	6.56	21.8	9.53	31
6	168.3	2.77	11.3	3.41	13.9	7.12	28.3	10.98	42.6
8	219.1	2.77	14.8	3.76	20	8.18	42.5	12.7	64.6
10	273.1	3.41	22.7	4.2	27.8	9.28	60.4	12.7	81.5
12	323.9	3.97	31.3	4.58	36.1	9.53	73.9	12.7	97.4

Fuente: <https://www.tradisa.net/t-de-acero-inoxidable-austenitico>

Anexo 3: Presupuesto analítico.

Item	Descripción	Und.	Metrado	P.U (S/.)	Subtotal(S/.)
1	SUMINISTRO DE MATERIAL				12 510
1,01	Tubos SCH 40 1 1/2" ASTM A-32 304	und	8	1 900,00	3 200,00
1,02	Tubos SCH 40 4" ASTM A-32 304	und	1	2 100,00	2 100,00
1,03	Plancha de acero 1/4" 1.80*1,20	und	12	1 800,00	1300,00
1,04	Soldadura E-6011 1/8"	kg	20	65,00	1 300,00
1,05	Angulo de 1"*1"*1/4"	und	4	120,00	480,00
1,06	Platina de 1"*1/4"	und	4	120,00	480,00
1,07	Pintura base A/O color negro	galón	6	110,00	350,00
1,08	Pintura esmalte para acabados color gris	galón	6	140,00	840,00
1,09	Tubo cuadrado 2"*2" * 1/4"	und	4	360,00	1 440,00
1,10	Pernos de 2 1/2" * 1/4"	galón	60	12,00	720,00
1,11	Otros	glb	1	6 500,00	300,00
2	MONTAJE DE CALENTADOR DE AIRE				14 500,00
2,01	Armadura de calentador	cjto	1	12 000,00	10000,00
2,02	Montaje de calentador	cjto	1	3 500,00	3 500,00
2,03	Acabados	cjto	1	1 000,00	1 000,00
3	MONTAJE DE RED DE TUBERIA DE AIE A CALDEROS				11 800,00
301	Soportes de ducto de aire caliente	cjto	1	1 000,00	1 000,00
3,02	Armado y montaje de ducto de aire caliente	cjto	1	4 800,00	4 800,00
3,03	Forrado de ducto de aire caliente	cjto	1	5 000,00	5 000,00
3,04	Acoplamiento hacia ventilador de caldero	cjto	1	1 000,00	1 000,00
4	SUBTOTAL ACTIVIDADES				
4,01	Ensayos	und	1	-	-
4,02	Supervisión externa	und	1	-	-
4,03	Gastos generales 10%	und	1	-	-
5	SUBTOTAL OBRA				-
6	IGV				
7	TOTAL				38800,00

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 4: Planilla de costos de precio de gas natural Empresa QUAVII. Zona de concesión norte.

**PLIEGO TARIFARIO GAS NATURAL FACTOR K=0.9123
CONCESION NORTE**

Vigente desde 1 de Febrero 2023



CATEGORÍAS TARIFARIAS	RANGOS		SUMINISTRO GNL (1)			TRANSPORTE VIRTUAL (2)	DISTRIBUCION POR DUCTOS (3)			
	Desde	Hasta	PRECIO GNL	RECARGO FISE	S/./m ³	S/./cliente	MARGEN COMERCIAL	MARGEN PROMOCION	MARGEN CAPACIDAD	MARGEN DISTRIBUCION
			S/./m ³	S/./m ³			S/./cliente	S/./cliente	S/./m ³ /día	S/./m ³
I	0	100	0.77746	0.00755	0.65255	2.25891	19.50876	0.00000	0.00000	0.28385
IIA	101	300	0.77746	0.00755	0.65255	94.20110	0.00000	0.00000	0.00000	1.16344
IIB	301	1000	0.84006	0.00755	0.65255	94.20110	0.00000	0.00000	0.00000	1.16344
III	1001	5000	0.84006	0.00755	0.65255	356.60914	0.00000	0.00000	0.00000	1.12360
IV	5001	38000	0.84006	0.00755	0.65255	0.00000	0.00000	10.72982	0.00000	0.59351
V	38001	143000	0.84006	0.00755	0.65255	0.00000	0.00000	10.72982	0.00000	0.59351
VI	143001	280000	0.84006	0.00755	0.49415	0.00000	0.00000	10.72982	0.00000	0.34160
VII	280001	Más	0.84006	0.00755	0.38030	0.00000	0.00000	7.96954	0.00000	0.16665
GNV	-	-	0.84006	0.00755	0.65255	0.00000	0.00000	0.53270	0.00000	0.03244
PESCA	-	-	0.84006	0.00755	0.65255	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.87672

FACTORES DE ACTUALIZACIÓN APLICADOS

SUMINISTRO DE GNL				
SERIE	BASE	VALOR	FA	VIGENCIA
IND1: SERIE WPU1191	126.00	234.27	2.1684	01/01/2023 - 31/12/2023
IND2: SERIE WPU05	101.08	270.45		
PPI: SERIE WPSFD4131	149.80	227.56	1.5191	01/03/2022 - 28/02/2023
FDA: FACTOR DESCUENTO APLICADO	-	0.9532	0.9532	01/05/2022 - 30/04/2023
PPI: SERIE WPSFD4131	184.70	238.43	1.2464	01/01/2023 - 31/12/2023

TRANSPORTE VIRTUAL				
SERIE	BASE	VALOR	FA	VIGENCIA
PPI: SERIE WPSFD4131	185.30	242.14	1.3321	01/01/2023 - 31/12/2023
IPP: INDICE PRECIOS AL POR MAYOR	100.41	135.75		

CARGOS COMPLEMENTARIOS

CARGOS REGULADOS POR CORTE Y RECONEXIÓN (4)			
TIPO	CATEGORÍA	CORTE	
		S/./	S/./
TIPO 1	I, IIA, IIB, III, IV	24.05	27.95
TIPO 1	V,VI,VII,GNV,PESCA	280.97	160.40
TIPO 2	I, IIA, IIB, III, IV	33.50	55.34
TIPO 2	V,VI,VII,GNV,PESCA	362.03	NA
TIPO 3	I	548.30	610.41
TIPO 3	IIA, IIB, III, IV	559.47	610.41
TIPO 3	V,VI,VII,GNV,PESCA- Acero	850.40	736.09
TIPO 3	V,VI,VII,GNV,PESCA - Polietileno	614.50	717.84

OTROS CARGOS REGULADOS

CARGOS REGULADOS POR ACOMETIDA (5)		
TIPO DE ACOMETIDA	MURO EXISTENTE	
	S/./	MURETE CONSTRUIDO S/./
G1.6	541.57	677.73
G4	653.47	789.63
G6	1150.83	1404.27

CARGOS REGULADOS POR DERECHO DE CONEXIÓN (7)	
CATEGORIA TARIFARIA	DERECHO DE CONEXION
	S/./.(m ³ /d)
I	404.82
IIA, IIB, III	94.73

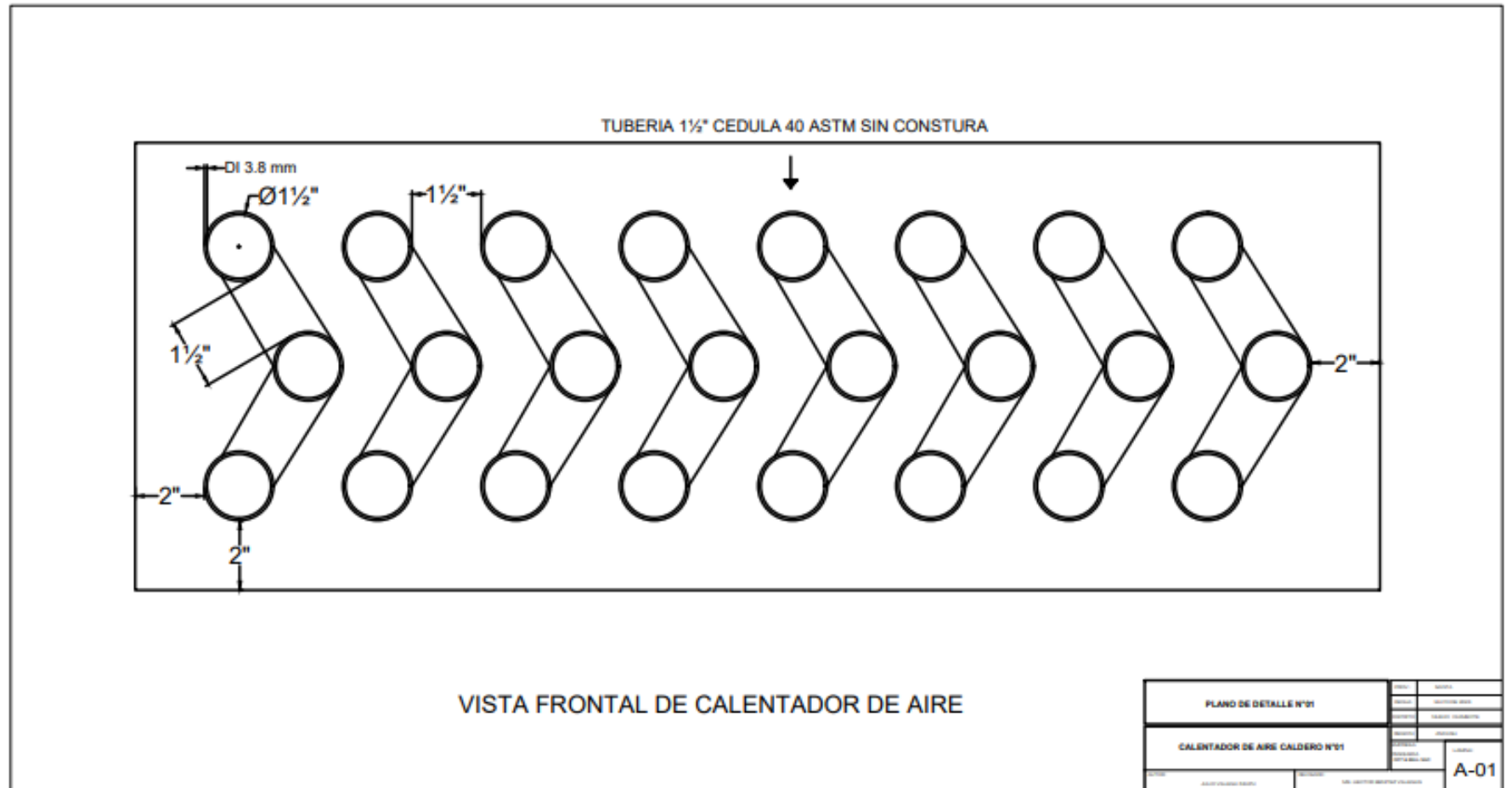
Fuente: https://quavii.pe/cargar_imagen.php?id=3713&tipo=6&thumbnail=FALSE

Anexo 5: Valores de emisiones para combustibles peruanos.

CUADRO 2.2										
FACTORES DE EMISIÓN POR DEFECTO PARA LA COMBUSTIÓN ESTACIONARIA EN LAS INDUSTRIAS ENERGÉTICAS										
(kg de gas de efecto invernadero por TJ sobre una base calórica neta)										
Combustible	CO ₂			CH ₄			N ₂ O			
	FE por defecto (kgCO ₂ /TJ)	Inferior	Superior	FE por defecto (kgCH ₄ /TJ)	Inferior	Superior	FE por defecto (kgN ₂ O/TJ)	Inferior	Superior	
Petróleo crudo	73,300	71,000	75,500	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00	
Gas Natural Licuado	64,200	58,300	70,400	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00	
Gasolina	Gasolina para motores	69,300	67,500	73,000	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00
	Gasolina para la aviación	70,000	67,500	73,000	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00
	Gasolina para motor a reacción	70,000	67,500	73,000	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00
Gas Diesel Oil	74,100	72,600,00	74,800,00	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00	
Fuelóleo residual	77,400	75,500	78,800	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00	
Gases licuados de petróleo	63,100	61,600	65,600	1,00	0,30	3,00	0,10	0,03	0,30	
Lubricantes	73,300	71,900	75,200	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00	
Otro petróleo	Gas de refinería	57,600	48,200	69,000	1,00	0,30	3,00	0,10	0,03	0,30
	Ceras de parafina	73,300	72,200	74,400	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00
	Espiritu blanco y SBP	73,300	72,200	74,400	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00
	Otros productos del petróleo	73,300	72,200	74,400	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00
Antracita	98,300	94,600	101,000	1,00	0,30	3,00	1,50	0,50	5,00	
Carbón de coque	94,600	87,300	101,000	1,00	0,30	3,00	1,50	0,50	5,00	
Gas natural	56,100	54,300	58,300	1,00	0,30	3,00	0,10	0,03	0,30	
Biocombustibles líquidos	Biogasolina	70,800	59,800	84,300	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00
	Biodiésel	70,800	59,800	84,300	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00
	Otros biocombustibles líquidos	79,600	67,100	95,300	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00
Biomasa sólida	Otra biomasa sólida primaria	100,000	84,700	117,000	30,00	10,00	100,00	4,00	1,50	15,00
	Madera/Desechos de madera	112,000	95,000	132,000	300,00	100,00	900,00	4,00	1,50	15,00
	Carbón vegetal	112,000	95,000	132,000	200,00	70,00	600,00	4,00	1,50	15,00
Biomasa gaseosa	54,600	46,200	66,000	1,00	0,30	3,00	0,10	0,03	0,30	
Kerosene	71,900	70,800	73,700	3,00	1,00	10,00	0,60	0,20	2,00	

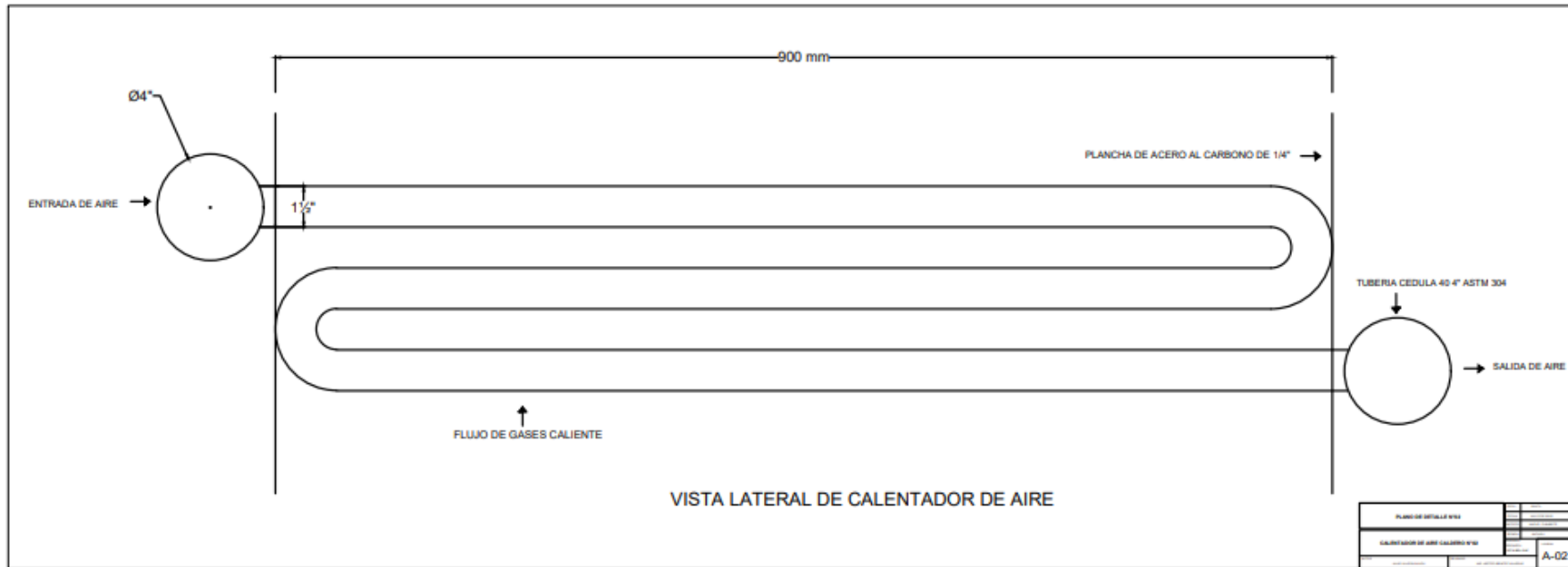
Fuente: Directrices del IPCC de 2006 para los inventarios nacionales de gases de efecto invernadero - Volumen 2: Energía, pág. 2.16 - 2.17

Anexo 6: Plano de detalle A-01



Fuente: Elaboración propia

Anexo 7 Plano de detalle A-02



Fuente: Elaboración propia.

Anexo 8 Factor de incrustación.

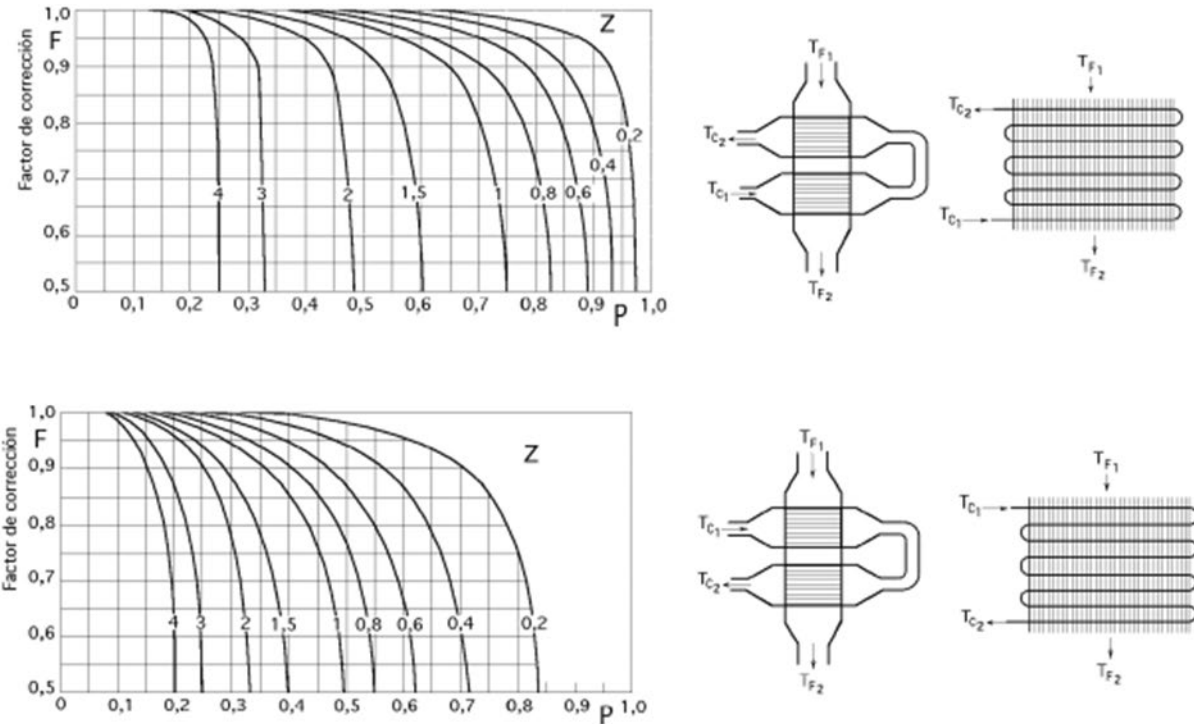


Fig XVII.13i.j.- Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador de flujos cruzados, con mezcla de un fluido en la parte de la carcasa y sin mezcla del otro fluido, y un múltiplo de 2 pasos de tubos

Fuente: <https://lopezva.files.wordpress.com/2011/10/intercambiadoreslmt.pdf>



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, Julio Cesar Villegas Ynilupu, Bachiller de la

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional:	Ingeniería en Energía					
Departamento Académico:						
Escuela de Posgrado	Maestría			Doctorado		
Programa:						
De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación es un trabajo inédito , intitulado:						
CALENTAMIENTO DEL AIRE DE COMBUSTIÓN EN CALDERAS PIROTUBULARES PARA OPTIMIZAR RENDIMIENTO DE PLANTA DE GENERACIÓN DE VAPOR						
presentado en 93 folios, para la obtención del Grado académico:						()
Título profesional:	(X)	Investigación anual:			()	
<ul style="list-style-type: none">➤ He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.➤ Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.➤ Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.➤ De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.						
Chimbote, junio de 2023						
Firma:						
Nombres y Apellidos: Julio Cesar Villegas Ynilupu						
DNI:						



ACTA DE APROBACION DE ORIGINALIDAD

Yo, Héctor Domingo Benites Villegas
asesor / presidente de la Unidad de Investigación de la

Facultad	Ciencias		Educación		Ingeniería	x
----------	----------	--	-----------	--	------------	---

Departamento Académico	Energía, Física y Mecánica					
------------------------	----------------------------	--	--	--	--	--

Escuela de Postgrado	Maestría		Doctorado	
----------------------	----------	--	-----------	--

Programa académico:

De la Universidad Nacional del Santa. Asesor / Unidad de Investigación revisora del trabajo de Investigación intitulado:

CALENTAMIENTO DEL AIRE DE COMBUSTIÓN EN CALDERAS PIROTUBULARES PARA
OPTIMIZAR RENDIMIENTO DE PLANTA DE GENERACIÓN DE VAPOR

Del estudiante / docente: Julio Cesar Villegas Ynilupu.

De la escuela / departamento académico: Ingeniería en Energía

Constato que la investigación presentada tiene un porcentaje de similitud del 25. %

el cual se verifica con el reporte de originalidad de la aplicación Turnitin adjunto.

Quién suscribe la presente, declaro el haber analizado dicho reporte y concluyo que las coincidencias detectadas no se conforman como plagio. A mi claro saber y entender, la investigación cumple con las normas de citas y referencias establecidas por la Universidad Nacional del Santa.

Nuevo Chimbote, junio del 2023

Firma:

Nombres y Apellidos del Asesor/presidente UIF: Mg. Héctor Domingo Benites Villegas.

DNI: 17821639

CALENTAMIENTO DEL AIRE DE COMBUSTIÓN EN CALDERAS PIROTUBULARES PARA OPTIMIZAR RENDIMIENTO DE PLANTA DE GENERACIÓN DE VAPOR

INFORME DE ORIGINALIDAD

24%	25%	3%	%
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	15%
2	hdl.handle.net Fuente de Internet	2%
3	repositorio.ucv.edu.pe Fuente de Internet	1%
4	www.thermal-engineering.org Fuente de Internet	1%
5	vsip.info Fuente de Internet	1%
6	repositorio.uss.edu.pe Fuente de Internet	<1%
7	www.coursehero.com Fuente de Internet	<1%
8	dspace.esoch.edu.ec Fuente de Internet	<1%

9	repository.unab.edu.co Fuente de Internet	<1 %
10	repository.uaeh.edu.mx Fuente de Internet	<1 %
11	repositorio.ucsg.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
12	qdoc.tips Fuente de Internet	<1 %
13	www.repositorio.usac.edu.gt Fuente de Internet	<1 %
14	repositorio.ute.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
15	tesis.ipn.mx Fuente de Internet	<1 %
16	docplayer.es Fuente de Internet	<1 %
17	repositorio.usanpedro.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
18	biblioteca.usac.edu.gt Fuente de Internet	<1 %
19	repositorio.utn.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
20	intranet.cip.org.pe Fuente de Internet	<1 %

21	repositorio.uti.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
22	es.slideshare.net Fuente de Internet	<1 %
23	pdfcoffee.com Fuente de Internet	<1 %
24	repositorio.unac.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
25	www.ptolomeo.unam.mx:8080 Fuente de Internet	<1 %
26	bdigital.uao.edu.co Fuente de Internet	<1 %
27	www.slideshare.net Fuente de Internet	<1 %
28	core.ac.uk Fuente de Internet	<1 %
29	rdu.unc.edu.ar Fuente de Internet	<1 %
30	repositorio.ujcm.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
31	repositorio.uladech.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
32	tesis.ucsm.edu.pe Fuente de Internet	<1 %

33	pdfs.semanticscholar.org Fuente de Internet	<1 %
34	www.dspace.espol.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
35	tesis.unap.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
36	upcommons.upc.edu Fuente de Internet	<1 %
37	dspace.espol.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
38	repositorio.uancv.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
39	repositorio.ufpb.br Fuente de Internet	<1 %
40	docslide.us Fuente de Internet	<1 %
41	es.scribd.com Fuente de Internet	<1 %
42	idoc.pub Fuente de Internet	<1 %
43	repositorio.uni.edu.pe Fuente de Internet	<1 %

Excluir citas	Apagado	Excluir coincidencias	< 15 words
Excluir bibliografía	Activo		