

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAB DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**EVALUACIÓN TÉRMICA DE LAS CALDERAS DEL COMEDOR
UNIVERSITARIO DE LA UNSAAC PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO
Y CONSUMO ENERGÉTICO-2024**

PRESENTADO POR :

BR. LUXWIN SUYLLO CONDORI.

**PARA OPTAR AL TÍTULO
PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO**

ASESOR:

ING. PERCY MIGUEL RUEDA PUELLES.

CUSCO – PERÚ

2025



Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco

INFORME DE SIMILITUD

(Aprobado por Resolución Nro. CU-321-2025-UNSAAC)

El que suscribe, el Asesor PERCY MIGUEL RUEDA PUELLES
..... quien aplica el software de detección de similitud al
trabajo de investigación/tesis titulada: EVALUACIÓN TÉRMICA DE LAS CALDERAS DEL
COMEDOR UNIVERSITARIO DE LA UNSAAC PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO Y
CONSUMO ENERGÉTICO - 2024

Presentado por: LUXWIN SUYLO CONDORI DNI N° 47541396;
presentado por: DNI N°:
Para optar el título Profesional/Grado Académico de INGENIERO MECÁNICO

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 02 veces, mediante el
Software de Similitud, conforme al Art. 6° del *Reglamento para Uso del Sistema Detección de*
Similitud en la UNSAAC y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 10 %.

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No sobrepasa el porcentaje aceptado de similitud.	
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las subsanaciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, conforme al reglamento, quien a su vez eleva el informe al Vicerrectorado de Investigación para que tome las acciones correspondientes; Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de Asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y adjunto las primeras páginas del reporte del Sistema de Detección de Similitud.

Cusco, 30 de SEPTIEMBRE de 2025

Firma

Post firma Percy Miguel Rueda Puelles

Nro. de DNI 23852830

ORCID del Asesor 0000-0001-8141-4405

Se adjunta:

- Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
- Enlace del Reporte Generado por el Sistema de Detección de Similitud: oid: 29259:505780963

luxwin suylo

EVALUACION TERMICA DE LAS CALDERAS UNSAAC

 Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid::27259:505780963

273 páginas

Fecha de entrega

30 sep 2025, 12:57 p.m. GMT-5

44.657 palabras

232.511 caracteres

Fecha de descarga

30 sep 2025, 1:04 p.m. GMT-5

Nombre del archivo

TESIS INFORME FINAL SUMENTACIÓN.pdf

Tamaño del archivo

11.2 MB

10% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...

Filtrado desde el informe

- Bibliografía
- Texto citado
- Texto mencionado
- Coincidencias menores (menos de 10 palabras)

Fuentes principales

- 9%  Fuentes de Internet
- 1%  Publicaciones
- 7%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alerta de integridad para revisión

-  **Texto oculto**
2 caracteres sospechosos en N.º de página
El texto es alterado para mezclarse con el fondo blanco del documento.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

PRESENTACION

Señor: DR. Lauro Enciso Rodas Decano de la Facultad de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Informática y Mecánica.

En acatamiento de las disposiciones del reglamento de la UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO de grados y títulos vigentes para poder optar el grado académico de Ingeniero Mecánico, se presenta la tesis titulada:

“EVALUACIÓN TÉRMICA DE LAS CALDERAS DEL COMEDOR UNIVERSITARIO DE LA UNSAAC PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO Y CONSUMO ENERGÉTICO-2024”

Atte:

Bach: Suylo Condori Luxwin

DEDICATORIA

A Dios:

Por ayudarme a cumplir todos mis metas, objetivos y sueños.

A Martina Condori Suelli:

Mi madre, por ser la persona que confió en mí de manera incondicional y me enseñó a no rendirme fácilmente cuando uno quiere cumplir mis sueños.

Te agradezco mamá por guiarme con valores y ejemplos.

A Faustino Follana Flores:

Mi padre, por enseñarme a tener carácter y liderazgo a lo largo de mi vida.

A Fateme Lakzi Miso:

Mi esposa, la mujer que me brindó apoyo, amor y comprensión en los momentos más difíciles de mi vida.

Atte.

Bach: Suyllo Condori Luxwin

RECONOCIMIENTO

A la **UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DE CUSCO**, por brindarme una educación con valores y principios.

A la **Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica**, por el aprendizaje que me dieron en forma teórica y práctica, para que de ese modo me ayudara a defenderme en el ámbito social y laboral.

Al Ing. Percy Rueda Puelles:

Por el tiempo brindado en la elaboración y culminación de la tesis.

A la Mgt. Evelyn Garleth Tamayo Araoz :

Por su apoyo, consejos y actitud amable para la culminación de la tesis.

Al Ing. Roosbel Dennis Mamani Castillo:

Por brindarme sus valiosos conocimientos en la elaboración de la tesis.

Al técnico Armando Quispe Ccama:

Por compartirme su conocimiento, paciencia, darme su amistad, confianza y amabilidad

A todos los participantes de manera directa e indirecta que me apoyaron en la elaboración del trabajo de investigación.

INTRODUCCION

El comedor universitario de la UNSAAC representa un servicio esencial, ya que garantiza la seguridad alimentaria de más de 3000 comensales.

La fuente energética de este servicio son las dos calderas instaladas dentro del comedor universitario, los cuales son los responsables de generar vapor caliente para la preparación de alimentos, aseo y limpieza mediante dispositivos como las marmitas, autoclaves y un intercambiador.

En el capítulo I, se describe y formula el problema, objetivos, justificaciones, hipótesis y otros aspectos generales del trabajo de investigación.

En el capítulo II, se presenta las bases teóricas necesarias para la evaluación térmica de las calderas.

En el capítulo III, se evalúa la demanda de vapor de los dispositivos tanto en el área de la cocina (marmitas y autoclave), así como en el área de la limpieza y el aseo. Por otra parte, se calculó la demanda energética primaria (combustible) y secundaria (electricidad) de las dos calderas presentes en el comedor.

En el capítulo IV, se halla la eficiencia energética real de las dos calderas por el método indirecto y para ello se evalúa las principales pérdidas de calor que se registran en ambas calderas.

En el capítulo V, se seleccionaron equipos complementarios (economizadores), los cuales aumentaron la eficiencia de las calderas y redujeron su consumo energético.

En el capítulo VI, se desarrolla la evaluación económica basada en el ahorro de combustible y las mejoras propuestas, utilizando como herramientas el flujo de caja y los indicadores financieros VAR (Valor en Riesgo) y TIR (Tasa Interna de Retorno).

RESUMEN

La presente investigación tiene como objetivo principal la evaluación térmica de las calderas del comedor universitario de la UNSAAC, con el fin de optimizar su rendimiento y reducir el consumo energético mediante mejoras basadas en principios de gestión energética. La evaluación de las calderas identificó que las pérdidas de calor más significativas se producen en los gases residuales y durante las purgas secuenciales. Con respecto a la caldera pirotubular de 150 BHP, se propone la implementación estratégica de dos economizadores: el primero precalentará el aire de entrada al ventilador aprovechando el calor del vapor FLASH que se genera en el tanque rompedor de purgas, y el segundo calentará el agua de alimentación (procedente del Tanque de Retorno de Condensados II) utilizando el calor de los gases residuales. Estas medidas permitirían incrementar su eficiencia térmica del 80.951% al 89.004%. En cuanto a la caldera acuotubular de 80 BHP, se propone la implementación de un tercer economizador que aprovechará el calor de los gases de combustión para precalentar el aire de alimentación del ventilador, logrando aumentar su eficiencia del 63.995% al 78.853%. Por otra parte, la evaluación económica del proyecto confirmó un retorno de la inversión (ROI) positivo, validando la sostenibilidad de la propuesta como una solución sostenible para la universidad.

Palabras clave: Caldera industriales, Rendimiento térmico, Consumo energético, Análisis térmico.

ABSTRACT

This research primarily aims to conduct a thermal evaluation of the boilers at the UNSAAC university dining facility to optimize their performance and reduce energy consumption through improvements based on energy management principles. The boiler assessment identified that the most significant heat losses occur in the flue gases and during sequential blowdowns. Regarding the 150 BHP fire-tube boiler, strategic implementation of two economizers is proposed: the first will preheat intake air for the fan using heat from flash steam generated in the blowdown separator tank, while the second will heat boiler feedwater (from Condensate Return Tank II) utilizing waste heat from flue gases. These measures would increase thermal efficiency from 80.951% to 89.004%. For the 80 BHP water-tube boiler, implementation of a third economizer is proposed to harness combustion gas heat for preheating the fan's intake air, raising efficiency from 63.995% to 78.853%. Furthermore, the project's economic evaluation confirmed a positive return on investment (ROI), validating the proposal's sustainability as an environmentally and economically viable solution for the university.

Keywords: Industrial boilers, Thermal efficiency, energy consumption, Thermal analysis

INDICE GENERAL

PRESENTACION	i
DEDICATORIA.....	ii
RECONOCIMIENTO.....	iii
INTRODUCCION	iv
RESUMEN	v
ABSTRACT.....	vi
INDICE GENERAL	vii
INDICE DE ANEXOS.....	xiv
INDICE DE FIGURAS.....	xvi
INDICE DE TABLAS	xix
CAPITULO I	1
1. GENERALIDADES	1
1.1 Ámbito Geográfico.....	1
1.1.1 Localización	1
1.1.2 Condiciones Meteorológicas	2
1.2 Planteamiento del Problema.....	2
1.3 Formulación del Problema	3
1.3.1 Problema General.....	4
1.3.2 Problemas Específicos.....	4
1.4. Objetivos de la investigación	4
1.4.1. Objetivo General	4

1.4.2. Objetivos Específicos.....	4
1.5. Justificación.....	5
1.5.1. Justificación Social.....	5
1.5.2. Justificación Económica.....	5
1.5.3. Justificación Técnica	5
1.5.4. Justificación Medioambiental	6
1.5.5. Justificación Teórica.....	6
1.6. Alcances y Limitaciones de la Investigación	6
1.6.1. Alcances	6
1.6.2. Limitaciones	7
1.7. Hipótesis.....	8
1.7.1. Hipótesis General	8
1.7.2. Hipótesis Específicas.....	8
1.8. Variables	9
1.8.1. Variable Independiente	9
1.8.2. Variables Dependientes	9
1.9. Tipo de Investigación	9
1.9.1. Enfoque de la Investigación	10
1.9.2. Nivel de Investigación.....	10
1.9.3. Diseño de Investigación	10
1.10. Técnicas de Recolección de datos	11

1.10.1. Técnicas.....	11
1.10.2. Instrumentos.....	11
1.10.3. Procesamiento de Datos	11
1.10.4. Técnicas de Análisis de Datos.....	14
1.10.5. Muestra y Población.....	15
CAPITULO II.....	16
2. MARCO TEORICO.....	16
2.1. Antecedentes	16
2.1.1. Antecedentes Internacionales.....	16
2.1.2. Antecedentes Nacionales.....	17
2.1.3. Antecedentes Locales.....	19
2.2. Conceptos Teóricos	20
2.2.1. Definición de Caldera.....	20
2.2.2. Tipos de Calderas	20
2.2.3. Gestión Energética	22
2.2.4. Consumo Energético	22
2.2.5. Demanda Energética.....	22
2.2.6. Eficiencia Energética de los Generadores de Vapor.....	33
2.2.7. Balance de Masa.....	34
2.2.8. Balance de Energía.....	34
2.2.9. Rendimiento Térmico de una caldera.....	35

2.2.10. Rendimiento Energético Método Directo.....	35
2.2.11. Rendimiento Energético Mediante el Método Indirecto	36
2.2.12. Principales Pérdidas de Calor Según la Norma DIN 1942.....	37
2.2.13. Calor	49
2.2.14. Poderes Caloríficos	50
2.2.15. Sistemas de Recuperación de Calor (Economizadores).....	53
2.2.16. Sistema de Recuperación de vapor Flash.....	53
2.2.17. Flujo de caja	54
2.2.18. Evaluación Económica.....	54
CAPITULO III.....	57
3. DEMANDA ENERGÉTICA DE LAS CALDERAS DEL COMEDOR UNIVERSITARIO.....	57
3.1. Evolución e implementación del comedor universitario en función del número de comensales	57
3.2. Demanda Energética de Vapor	59
3.3. Demanda Energética de la Caldera de 150 BHP	72
3.4. Demanda Energética de la Caldera de 80 BHP	87
CAPITULO IV.....	100
4. EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LAS CALDERAS DEL COMEDOR UNIVERSITARIO	100
4.1. Caldera Pirotubular de 150 BHP	100
4.2. Eficiencia Actual de la Caldera de 150 BHP.....	100

4.2.1. Pérdida de Calor por Gases Residuales [q1]	100
4.2.2. Pérdida de Calor por Combustión Incompleta [q2].....	107
4.2.3. Pérdida de Calor por Presencia de Hollín [q3].....	108
4.2.4. Pérdida de Calor por Purgas [q4]	109
4.2.5. Pérdida de Calor por Convección [q5]	111
4.2.6. Pérdida de Calor por Radiación [q6].....	118
4.2.7. Diagrama de Sankey en Condiciones actuales de Operación de la Caldera de 150 BHP	122
4.3. Caldera acuotubular de 80 BHP	124
4.4. Eficiencia Actual de la Caldera de 80 BHP	125
4.4.1. Pérdida de Calor por Gases Residuales [q'1]	125
4.4.2. Pérdida de Calor por Combustión Incompleta [q2'].....	131
4.4.3. Pérdidas de Calor por la Presencia de Hollín (q'3)	132
4.4.4. Pérdida de Calor por Purgas (q'4)	133
4.4.5. Pérdida de Calor por Convección [q'5]	135
4.4.6. Pérdida de Calor por Radiación [q'6].....	142
4.4.7. Diagrama de Sankey en Condiciones actuales de operación de la caldera de 80 BHP	146
CAPITULO V	148
5. OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO Y CONSUMO ENERGÉTICO A PARTIR DE LA SELECCIÓN DE EQUIPOS COMPLEMENTARIOS.	148
5.1. Selección de equipos para la caldera de 150 BHP	148

5.1.1. Selección del Primer Economizador	148
5.1.1.2.1. Aire del entorno que ingresa al intercambiador (Fluido Frío).	150
5.1.1.2.2. Vapor FLASH que se genera y que ingresa al intercambiador (Fluido caliente)	150
5.1.2. Selección del Segundo Economizador	154
5.1.2.2.4. Calor ganado por el agua.....	157
5.1.3. Impacto de Implementar Ambos Economizadores en el Consumo de Combustible y Eficiencia:.....	160
5.1.4. Reducción total del flujo másico de combustible (Estimación de Ahorro Energético)	160
5.1.5. Eficiencia de la Caldera de 150 BHP a Partir de las Mejoras Propuestas....	161
5.1.6. Diagrama de Sankey en Condiciones de Operación de Mejora de la Caldera de 150 BHP.	168
5.1.7. Selección de Equipos Para la Caldera de 80 BHP	174
5.1.8. Selección del Tercer Economizador	174
5.1.9. Eficiencia de la Caldera de 80 BHP a Partir de las Mejoras Propuestas	180
5.1.10. Diagrama de Sankey en Condiciones de Operación de Mejora de la Caldera de 80 BHP.	187
CAPITULO VI.....	192
6. EVALUACIÓN ECONÓMICA BASADA EN EL RENDIMIENTO Y EL CONSUMO ENERGÉTICO DE LAS CALDERAS DE UNSAAC.....	192
6.1. Evaluación económica de la caldera de 150 BHP	192

6.1.1. Activos Fijos	192
6.1.2. Activos Intangibles.....	193
6.1.3. Inversión Total del Proyecto.....	194
6.1.4. Estructura de Gasto Anual.....	197
6.1.5. Ahorro Proyectado Anual.....	198
6.2. Evaluación Económica de la Caldera de 80 BHP	202
6.2.1. Activos Fijos	202
6.2.2. Activos Intangibles de la Caldera de 80 BHP	204
6.2.3. Inversión Total del Proyecto.....	204
6.2.4. Estructura de Gasto Anual.....	206
6.2.5. Ahorro Proyectado Anual.....	206
CONCLUSIONES	210
RECOMENDACIONES.....	212
BIBLIOGRAFIA	213
ANEXOS	217

INDICE DE ANEXOS

Anexo 1 Solicitud para realizar el estudio en la casa de máquinas del comedor.....	217
Anexo 2 Operación de las calderas en el periodo 2024.....	218
Anexo 3 Centro meteorológico de la UNSAAC.....	219
Anexo 4 Certificado de calibración del dispositivo Testo 300 calibrado por la INACAL.	221
Anexo 5 Caldera pirotubular de 150 BHP en disposición horizontal.	222
Anexo 6 Placas de los diferentes dispositivos periféricos con los cuales trabaja la caldera de 150 BHP.	223
Anexo 7 Consumo de combustible en la fase de ignición de la caldera de 150 BHP	225
Anexo 8 Consumo de combustible en la fase de ignición de la caldera de 80 BHP	225
Anexo 9 Resultados de las mediciones de los gases de combustión en la caldera de 150 BHP hecha por dispositivo Testo 300.....	226
Anexo 10 Caldera acuotubular de 80 BHP de disposición vertical.	227
Anexo 11 Placas de los diferentes dispositivos periféricos con los cuales trabaja la caldera de 80 BHP.....	228
Anexo 12 Placa del tanque de combustible de ambas calderas	229
Anexo 13 Resultados de las mediciones de los gases de combustión en la caldera de 80 BHP realizada por dispositivo Testo 300.....	230
Anexo 14 Información de la calidad de agua que la caldera de 80 BHP requiere.....	231
Anexo 15 SDT encontrados en el agua de alimentación de las calderas.	232
Anexo 16 Reporte diario de parámetros de agua de la caldera y ablandador.	233
Anexo 17 Marmita de 1000 L.....	234
Anexo 18 Hallando el flujo masico de agua en el tanque de condensados II.....	235
Anexo 19 Especificaciones técnicas del intercambiador modelo TCV-50.	236

Anexo 20 Información general del combustible Diesel Premium DB5-S50 utilizado en las dos calderas del comedor universitario.	237
Anexo 21 Propiedades del agua saturada (líquido-vapor), tabla de presiones.	240
Anexo 22 Calores específicos y calores molares de algunas sustancias.	241
Anexo 23 Calor específico del aire para cálculos de ingeniería.	242
Anexo 24 Entalpía de algunas sustancias químicas.	242
Anexo 25 Propiedades del aire a presión atmosférica.	243
Anexo 26 Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies.	244
Anexo 27 Relaciones de transferencia de calor por radiación para algunas configuraciones familiares de dos superficies.	245
Anexo 28 Emisividad normal total de superficies I.	246
Anexo 29 Emisividad normal total de superficies II	247
Anexo 30 Emisividad del acero inoxidable.	248
Anexo 31 Cotización del primer intercambiador (Vapor FLASH/ aire ambiental) a la empresa China SHENZHEN HYLITA HEAT EXCHANGER CO.	249
Anexo 32 Propuesta del segundo intercambiador (Gases residuales/ Agua de retorno de condensados) y tercer intercambiador (gases residuales /aire del ambiente) cotizado en la empresa China GUANGZHOU QINGLI THERMAL MECHANICAL EQUIPMENT CO.	250
Anexo 33 Materiales aislantes usados para recubrir calderas y tuberías	251

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Ubicación geográfica del comedor universitario de la UNSAAC.....	1
Figura 1.2 Diseño de estudio	12
Figura 2.1 Caldera pirotubular de cuatro pasos.	20
Figura 2.2 Caldera acuotubular de disposición vertical.....	21
Figura 2.3 Factores que depende el consumo de combustible en una caldera.....	23
Figura 2.4 Componentes que consumen electricidad en una caldera.	26
Figura 2.5 Triangulo de potencias.....	28
Figura 2.6 Distribución de potencias	29
Figura 2.7 Distribución de la energía de un motor eléctrico trifásico.....	31
Figura 2.8 Representación gráfica de la caja negra	32
Figura 2.9 Representación gráfica del diagrama de Sankey	33
Figura 2.10 Transferencia de calor de una superficie caliente hacia el fluido circundante, por convección y conducción.....	42
Figura 3.1 Evolución e implementación del comedor universitario en función del número de comensales	58
Figura 3.2 Marmita de 500L	60
Figura 3.3 Marmita de 300L	65
Figura 3.4 Autoclave de 500L.....	66
Figura 3.5 Intercambiador de calor para la dotación de agua caliente.....	68
Figura 3.6 Registro anual del consumo de combustible (GAL) de la caldera de 150 BHP.....	73
Figura 3.7 Ventilador eléctrico responsable de la alimentación de aire en la caldera.....	76
Figura 3.8 Motor eléctrico encargada de accionar la bomba presurizadora de combustible. ..	78
Figura 3.9 Motor eléctrico encargada de presurizar el agua que alimenta a la caldera mediante una bomba.....	80

Figura 3.10 Tablero de control encargada de controlar los dispositivos periféricos.....	82
Figura 3.11 Panel de control del quemador, encargada de gestionar y supervisar el funcionamiento seguro y eficiente del quemador.	84
Figura 3.12 Demanda energética eléctrica de los dispositivos	86
Figura 3.13 Registro anual del consumo de combustible (GAL) de la caldera de 80 BHP.....	88
Figura 3.14 Ventilador eléctrico encargado de suministrar aire a la cámara de combustión...	90
Figura 3.15 Motor eléctrico que acciona la bomba presurizadora de agua	93
Figura 3.16 Tablero de control encargada de controlar los dispositivos periféricos de la caldera de 80 BHP.	95
Figura 3.17 Panel de control del quemador encargada de controlar la correcta combustión dentro de la caldera de 80 BHP.	97
Figura 3.18 Demanda energética eléctrica de la caldera de 80 BHP	99
Figura 4.1 Caldera pirotubular de 150 BHP	100
Figura 4.2 Medición de gases residuales en la chimenea de la caldera de 150 BHP.....	101
Figura 4.3 Área transversal de la chimenea y los puntos de muestreo	102
Figura 4.4 Diagrama de Sankey, en condiciones actuales de operación de la caldera de 150 BHP.....	122
Figura 4.5 Caldera acuotubular de 80 BHP.....	124
Figura 4.6 Análisis de gases residuales en la chimenea de la caldera de 80 BHP	125
Figura 4.7 Área transversal de la chimenea y los puntos de muestreo	126
Figura 4.8 Diagrama de Sankey, en condiciones actuales de la caldera de 80 BHP.....	146
Figura 5.1 Primer Intercambiador de calor de tubos y coraza modelo JG426.1450. 08-18. .	149
Figura 5.2 Tanque rompedor de purgas en donde se genera el vapor FLASH.	150
Figura 5.3 Propuesta de la forma y ubicación del primer intercambiador de calor de tubos y coraza.	154

Figura 5.4 Segundo Intercambiador de calor tubular modelo QLZ-6X6X8.....	155
Figura 5.5 Propuesta de la forma y ubicación del segundo intercambiador de calor tipo tubular	159
Figura 5.6 Operación de la caldera de 150BHP en condiciones de mejora (distribución de calores).....	168
Figura 5.7 Comparativo de potencias térmicas (kW) perdidas de la caldera de 150 BHP	170
Figura 5.8 Comparativo de porcentajes de pérdidas térmicas (%) de la caldera de 150 BHP	171
Figura 5.9 Comparativo de rendimientos energéticos (%) de la caldera de 150BHP.....	173
Figura 5.10 Selección del tercer Intercambiador de calor tubular modelo QLZ-8X8X8.	175
Figura 5.11 Propuesta de la forma y ubicación del tercer intercambiador de calor tipo tubular.	179
Figura 5.12 Diagrama de Sankey en condiciones de operación mejoradas de la caldera de 80BHP mediante la gestión energética.	187
Figura 5.13 Comparativo de potencias térmicas (kW) perdidas de la caldera de 80 BHP	189
Figura 5.14 Comparativo de porcentajes de pérdidas térmicas (%) de la caldera de 80 BHP	190
Figura 5.15 Comparativo de rendimientos energéticos (%) de la caldera de 80 BHP.	191

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Propiedades del material los cuales facilitan la transferencia	43
Tabla 2.2 Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección	44
Tabla 2.3 Poder calorífico superior e inferior del DIESEL PREMIUM.	51
Tabla 3.1 Equipos que consumen vapor en el área de la cocina.	59
Tabla 3.2 Información registrada en la marmita y la sopa(menestrón).....	60
Tabla 3.3 Información registrada en la marmita y el mate de té.	63
Tabla 3.4 Información registrada en la marmita y la compota de higo.....	64
Tabla 3.5 Información registrada en la marmita y el arroz.	65
Tabla 3.6 Autoclave y el Guiso de referencia(Seco de cordero).....	67
Tabla 3.7 Información registrada en el intercambiador	69
Tabla 3.8 Demanda energética de los dispositivos del comedor universitario de la UNSAAC frente a la oferta energética de las calderas.....	71
Tabla 3.9 Consumo de combustible de la caldera de 150 BHP en el periodo 2024.....	72
Tabla 3.10 Propiedades físicas del Diesel Premium DB5 S50	73
Tabla 3.11 Dispositivos eléctricos que automatizan el funcionamiento de la caldera de 150 BHP	75
Tabla 3.12 Placa del motor eléctrico del ventilador en la caldera de 150 BHP.	76
Tabla 3.13 bomba de combustible	79
Tabla 3.14 Información general del motor eléctrico responsable de accionar la bomba presurizadora de agua.	80
Tabla 3.15 Especificaciones técnicas del tablero de control.....	83
Tabla 3.16 Información técnica del panel de control del quemador.	84
Tabla 3.17 Registro del consumo de combustible de la caldera de 80 BHP en el periodo 2024	87

Tabla 3.18 Dispositivos eléctricos que automatizan el funcionamiento de la caldera de 80 BHP	89
Tabla 3.19 Información técnica del motor eléctrico que acciona el ventilador	91
Tabla 3.20 Datos técnicos sobre el motor eléctrico encargado de accionar la bomba presurizadora de agua.	93
Tabla 3.21 Información general del tablero de control	95
Tabla 3.22 Información técnica del panel de control del quemador	97
Tabla 4.1 Partículas de CO ₂ y O ₂ medidas por el dispositivo Testo 300	102
Tabla 4.2 SDT analizados en el agua	109
Tabla 4.3 Propiedades del aire a presión atmosférica	111
Tabla 4.4 Dimensiones de la caldera de 150 BHP	112
Tabla 4.5 Propiedades del aire a presión atmosférica	114
Tabla 4.6 Dimensiones de la caldera de 150 BHP	114
Tabla 4.7 Propiedades del aire a presión atmosférica	116
Tabla 4.8 Dimensiones de la caldera de 150 BHP	117
Tabla 4.9 Partículas de CO ₂ y O ₂ medidas por el dispositivo Testo 300.	126
Tabla 4.10 SDT analizados en el agua	134
Tabla 4.11 Propiedades del aire a presión atmosférica	135
Tabla 4.12 Dimensiones de la caldera de 80 BHP	135
Tabla 4.13 Propiedades del aire a presión atmosférica	137
Tabla 4.14 Dimensiones de la caldera acuatubular de 80 BHP	138
Tabla 4.15 Propiedades del aire a presión atmosférica	140
Tabla 4.16 Dimensiones de la caldera acuatubular de 80 BHP	140
Tabla 5.1 Selección del primer economizador	149
Tabla 5.2 Selección del segundo economizador	155

Tabla 5.3 Selección del tercer economizador.....	174
Tabla 6.1 Activos fijos	192
Tabla 6.2 Activos intangibles.....	193
Tabla 6.3 Mano de obra	194
Tabla 6.4 Inversión total del proyecto.....	194
Tabla 6.5 Estado de situación inicial.....	195
Tabla 6.6 Depreciación anual.....	196
Tabla 6.7 Estructura de gasto inicial (Inversión)	197
Tabla 6.8 Estructura de gasto anual	197
Tabla 6.9 Estructura de ingreso.....	198
Tabla 6.10 Flujo de caja proyectado 150 BHP	199
Tabla 6.11 Presupuesto de efectivo (simplificado, anual).....	199
Tabla 6.12 Cálculo del Valor Actual Neto (VAN).....	200
Tabla 6.13 Cálculo de la Tasa Interna de Retorno (TIR)	201
Tabla 6.14 Activos fijos de la caldera de 80 BHP.....	203
Tabla 6.15 Activos intangibles de la caldera de 80 BHP	204
Tabla 6.16 Inversión total	205
Tabla 6.17 Depreciación (5 años, lineal).....	205
Tabla 6.18 Estructura de gasto anual	206
Tabla 6.19 Proyección de ahorro energético	207
Tabla 6.20 Cálculo del VAN (Tasa de descuento: 10%)	208
Tabla 6.21 Estimación de la TIR.....	209

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 Ámbito Geográfico

1.1.1 Localización

La presente tesis de investigación se llevó a cabo en la casa de máquinas del comedor universitario de la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco, ubicada en el distrito, provincia y departamento del Cusco.

Figura 1.1

Ubicación geográfica del comedor universitario de la UNSAAC



Nota. Recopilado de (Google Maps, 2024)

1.1.2 Condiciones Meteorológicas

Las condiciones meteorológicas típicas de la ciudad del Cusco durante los últimos 5 años fueron (Ministerio del Ambiente, 2023):

Estación Seca (abril - octubre):

Durante esta estación, el clima se caracteriza por días soleados y cielos despejados, con temperaturas diurnas agradables que oscilan entre 18 °C y 22 °C. Sin embargo, las noches son frías, con heladas fuertes, especialmente en junio y julio, y temperaturas que pueden descender a 0 °C o incluso menos. La precipitación es mínima o nula.

Estación Lluviosa (noviembre - marzo):

En esta época del año, el clima se caracteriza por lluvias frecuentes, a menudo intensas, especialmente durante las tardes. Los cielos suelen permanecer nublados o parcialmente nublados. La precipitación es alta, con posibilidad de aguaceros y tormentas. Las temperaturas son más moderadas que en la estación seca, con máximas diurnas que oscilan entre 17 °C y 20 °C, y mínimas nocturnas que raramente descienden por debajo de los 5 °C.

En este trabajo de investigación, para hallar la temperatura promedio de la ciudad del cusco, se utilizaron las medidas prevenientes del centro meteorológico de la UNSAAC en el periodo 2024 (Anexo 3-A)

1.2 Planteamiento del Problema

Durante una visita a la casa de máquinas del comedor universitario de la UNSAAC, se identificaron pérdidas térmicas significativas en las calderas. Estas pérdidas se manifestaban principalmente en tres puntos críticos: emisiones por chimeneas, desechos de incrustaciones durante las purgas, y transferencia de calor superficial al medio ambiente. Según los principios de la segunda ley de la termodinámica, estas pérdidas de calor comprometen directamente al rendimiento térmico del sistema. Sin embargo, su identificación representa una oportunidad

concreta para implementar dispositivos de recuperación de calor que optimicen la eficiencia energética.

La casa de máquinas del comedor universitario cuenta con dos calderas de vapor, una caldera pirotubular de disposición horizontal de 150 BHP y otra acuotubular vertical de 80 BHP, ambos fabricados por la empresa MANSER S.A.C. La primera caldera consumió en el periodo 2024 un promedio de 5850 GAL/año de Diesel Premium DB5-S50. La temperatura promedio del combustible fue de 17.8 °C, la temperatura promedio del agua de alimentación proveniente del tanque de condensados II fue de 53.4°C y la temperatura en promedio del aire que ingresó a la cámara de combustión a condiciones atmosféricas fue de 16.21°C .

La segunda caldera consumió en el mismo periodo un promedio 1674.7 GAL/año del mismo combustible. La temperatura promedio del combustible fue de 17.8 °C, la temperatura promedio del agua de alimentación proveniente del tanque de retorno de condensados I fue de 35°C y la temperatura en promedio del aire que ingresó a la cámara de combustión a condiciones atmosféricas fue de 16.21°C.

Ambas calderas consumieron en promedio un total de 7524.7 GAL/año de combustible Diesel Premium. El precio promedio del combustible en ese periodo fue de 16.00 soles/GAL (Anexo 20-A), por lo que finalmente el gasto total en combustible en el año 2024 fue de 120'395.2 soles.

Según lo especificado, con la propuesta de equipos que ayuden a reducir estas pérdidas de calor en los puntos críticos encontrados, se propone una estrategia de gestión para aumentar el rendimiento energético de las calderas de 80 BHP y 150 BHP, con la finalidad de reducir el flujo másico de combustible para minimizar los costos de generación de vapor.

1.3 Formulación del Problema

1.3.1 Problema General

¿Cuál es el rendimiento térmico y energético actual de las calderas del comedor universitario de la UNSAAC y cómo puede optimizarse para reducir el consumo energético?

1.3.2 Problemas Específicos

1. ¿Cómo determinar la demanda energética real de las calderas en condiciones de operación del comedor universitario de la UNSAAC?
2. ¿Cuál es la eficiencia energética real de las calderas del comedor universitario de la UNSAAC?
3. ¿Qué equipos complementarios podrían implementarse para mejorar el rendimiento y reducir el consumo energético de las calderas del comedor universitario de la UNSAAC?
4. ¿Cuál sería el impacto económico al implementar las mejoras propuestas en términos de rendimiento y consumo energético de las calderas de la UNSAAC?

1.4. Objetivos de la investigación

1.4.1. Objetivo General

Evaluar térmicamente las calderas del comedor universitario de la UNSAAC para optimizar el rendimiento y reducir el consumo energético.

1.4.2. Objetivos Específicos

1. Diagnosticar la demanda energética de las calderas del comedor universitario de la UNSAAC.
2. Calcular la eficiencia energética de las calderas del comedor universitario de la UNSAAC para la identificación de pérdidas y fuentes de ineficiencia.
3. Proponer equipos complementarios para la optimización del rendimiento y consumo energético.

4. Realizar una evaluación económica basada en el rendimiento y el consumo energético de las calderas de UNSAAC.

1.5. Justificación

Hoy en día, la ingeniería y las nuevas industrias del siglo XXI se centran en la optimización de la eficiencia de sus equipos y la reducción de los costos de producción. Por consiguiente, este estudio propone realizar una evaluación energética de las calderas del comedor universitario mediante el “método indirecto” según la norma DIN 1942. La eficiencia real de las calderas y los resultados obtenidos contribuirán a identificar posibles mejoras que, a futuro, impactarán positivamente en el rendimiento energético y generarán ahorros económicos.

1.5.1. Justificación Social

La optimización del rendimiento y consumo energético de las calderas del comedor universitario permitirá reducir costos operativos y garantizar un servicio más sostenible. Esto beneficiará directamente a los usuarios, especialmente a aquellos de escasos recursos, al destinar los ahorros a mejorar la calidad del servicio o ampliar el número de cupos.

1.5.2. Justificación Económica

Al incrementar la eficiencia energética de las calderas del comedor universitario se generarán beneficios económicos sustanciales. Estos ahorros permitirán mejorar el mantenimiento de equipos, implementar nuevos dispositivos y reforzar el servicio de alimentación para estudiantes de bajos recursos. Además, la eficiencia energética alcanzada se alinearán con las políticas de sostenibilidad de la UNSAAC, generando beneficios económicos sostenibles a mediano y largo plazo.

1.5.3. Justificación Técnica

La investigación aplica metodologías de evaluación térmica (análisis de combustión según la norma EPA, medición de pérdidas energéticas y eficiencia) utilizando instrumentos

especializados como termómetros de alta precisión y analizadores de gases como la Testo 300, siguiendo estándares técnicos. Esto permitirá cuantificar el rendimiento actual de las calderas del comedor universitario e identificar oportunidades de optimización, integrando conocimientos de ingeniería mecánica (termodinámica y transferencia de calor) para desarrollar un modelo replicable en sistemas similares.

1.5.4. Justificación Medioambiental

La evaluación térmica de las calderas de la UNSAAC, contribuirá en la disminución de emisiones de óxidos de carbono (CO_x), los cuales contribuyen gravemente al calentamiento global. Asimismo, se espera disminuir la temperatura de los gases emitidos producto de la combustión, lo que respalda los esfuerzos de sostenibilidad y responsabilidad ambiental.

1.5.5. Justificación Teórica

Esta investigación se sustenta en principios fundamentales de termodinámica, transferencia de calor y dinámica de fluidos para analizar las pérdidas energéticas en las calderas del comedor universitario. Mediante ecuaciones de balance energético (primer principio de la termodinámica), se cuantificarán las ineficiencias y se propondrán medidas de optimización. El marco teórico permitirá no solo diagnosticar el rendimiento actual, sino también validar soluciones técnicas para reducir el consumo energético.

1.6. Alcances y Limitaciones de la Investigación

1.6.1. Alcances

- Se evaluarán las calderas que están actualmente en uso en el comedor universitario de la UNSAAC.
- Se identificarán las causas que afectan negativamente el rendimiento de las calderas.

- Se calculará el rendimiento térmico de las calderas de la universidad, y con base a este análisis, se propondrán los equipos requeridos para optimizar su desempeño, logrando así un sistema más eficiente.
- Este estudio involucra realizar una comparación del funcionamiento de los equipos actualmente y después de implementar la optimización de los equipos propuestos en base a resultados de cálculo ingenieril y demanda requerida.
- Se realizará una estimación del ahorro económico que se podría obtener al reducir el consumo de combustible.
- Se hará la evaluación de la demanda energética primaria (Combustible) por temas de optimización del rendimiento y optimización de costos.

1.6.2. Limitaciones

- La investigación se llevó a cabo durante el año 2024, lo que limitó la posibilidad de realizar un número mayor de pruebas y análisis a lo largo del tiempo.
- El presupuesto disponible condicionó la adquisición de equipos de medición especializados, lo cual pudo afectar la precisión y el alcance de los datos recolectados.
- La falta de fichas técnicas de las calderas estudiadas dificultó el acceso a especificaciones clave, tales como parámetros de diseño o historiales de mantenimiento, esenciales para una evaluación integral.
- Los hallazgos son representativos únicamente para las calderas evaluadas en el comedor universitario de la UNSAAC.
- La implementación de las propuestas de mejora identificadas está sujeta a la aprobación y gestión administrativa de la Universidad, lo que excede el alcance de este estudio.
- La irregularidad en el funcionamiento de las calderas por temas externos como paros, días feriados y demás, complicó la estandarización de algunas mediciones y la obtención de resultados consistentes.

- No se profundizó en el análisis de aspectos como la calidad del combustible, el impacto ambiental detallado o la vida útil de los equipos.
- Se propondrán los economizadores mas no se diseñarán, ya que esto implicaría otro estudio aún más minucioso y extenso.
- No se hizo una mejora en lo que respecta a la demanda energética secundaria (eléctrica) debido a que no genera gran impacto en el rendimiento de la caldera.

1.7. Hipótesis

1.7.1. Hipótesis General

La evaluación del rendimiento térmico de las calderas del comedor universitario de la UNSAAC permite identificar áreas de mejora que, al ser implementadas con los nuevos equipos, reducirán el consumo energético de las calderas.

1.7.2. Hipótesis Especificas

1. Se espera que, al determinar la demanda energética de las calderas del comedor universitario de la UNSAAC , se identifica el consumo de combustible y el consumo eléctrico de los dispositivos periféricos que las calderas requieren para su correcto funcionamiento, lo que permite una mejor evaluación de la eficiencia y la formulación de propuestas de mejora.
2. Se espera que, al evaluar el rendimiento térmico actual de las calderas del comedor universitario de la UNSAAC, se identifican áreas donde se puedan implementar mejoras para aumentar la eficiencia y reducir las pérdidas de energía.
3. Se plantea que, al proponer y dar una futura incorporación de estos equipos complementarios para optimizar el rendimiento y consumo energético de las calderas del comedor universitario de la UNSAAC, se logra una mejora significativa en la eficiencia del sistema.

4. Se postula que, la evaluación económica del rendimiento y consumo energético de las calderas de la UNSAAC valida la viabilidad económica de las mejoras propuestas, demostrando un retorno de la inversión favorable para la institución.

1.8. Variables

1.8.1. Variable Independiente

Condición térmica de las calderas.

Cuyos Indicadores son:

- **Parámetros de operación de las calderas:** Temperatura de operación [K], presión[kPa, Bar], tipo de combustible[Diesel], caudal de agua[m³/h], etc.

1.8.2. Variables Dependientes

Rendimiento y el consumo energético de las calderas.

Cuyos Indicadores son:

- **Rendimiento térmico:** Eficiencia de la caldera [%], cantidad de calor útil generado por unidad de combustible [kJ], pérdidas de calor [kW]¹, etc.
- **Consumo energético:** Cantidad de combustible utilizado para generar calor [GAL/ año], costo del combustible [S/.], etc.

1.9. Tipo de Investigación

El tipo de investigación fue aplicada debido a que se enfocó en resolver un problema específico y práctico(Carrasco, 2005, p. 42). En este caso, la investigación fue mejorar el rendimiento y reducir el consumo energético de las calderas del comedor universitario.

¹ "Pérdida de calor" es el término técnico estándar en ingeniería y termodinámica para describir la energía térmica que disipa un sistema.

No es necesario incluir "potencia", ya que el uso de kW (kilovatios) ya indica que se trata de una medida de potencia térmica.

1.9.1. Enfoque de la Investigación

Esta investigación adopta un enfoque cuantitativo. Se formularon hipótesis a partir de las preguntas de investigación, definiendo las variables clave que fueron medidas. Se diseñó un plan para probar estas hipótesis, recolectando datos en un contexto específico. Finalmente, se aplicaron operaciones estadísticas a las mediciones obtenidas para derivar conclusiones basadas en la evidencia empírica (Sampieri, 2014, p. 04).

1.9.2. Nivel de Investigación

La presente investigación adoptó un diseño explicativo, ya que buscó determinar las causas y factores que influyen en el estado actual de las calderas del comedor universitario de la UNSAAC. Sin embargo, para alcanzar este objetivo, se requirió previamente una fase descriptiva que permitió caracterizar detalladamente el estado actual de las calderas, incluyendo aspectos como su funcionamiento, antigüedad, mantenimiento y fallas recurrentes. Esta fase descriptiva sirvió como base para el análisis explicativo posterior (Hernández, 2014, p. 98).

1.9.3. Diseño de Investigación

El diseño de esta investigación fue no experimental debido a que se no se manipularon deliberadamente las variables independientes con el propósito de ver de qué manera afectaron a las variables dependientes, ósea que lo analizamos en su contexto natural (Hernández, 2014, p.152).

La investigación se llevó a cabo siguiendo un diseño longitudinal, lo que implicó la recolección sistemática de datos en varios puntos temporales durante el año 2024. Este enfoque permitió capturar los cambios que ocurrieron a lo largo del periodo de estudio.

1.10. Técnicas de Recolección de datos

1.10.1. Técnicas

Las técnicas de análisis de datos son herramientas útiles para organizar los datos recogidos con los instrumentos de investigación. En esta técnica, se recolectaron y revisaron los datos obtenidos con los diferentes instrumentos de medición a los que se tuvo acceso (Horna, 2012).

1.10.2. Instrumentos

Los instrumentos de recolección utilizados son:

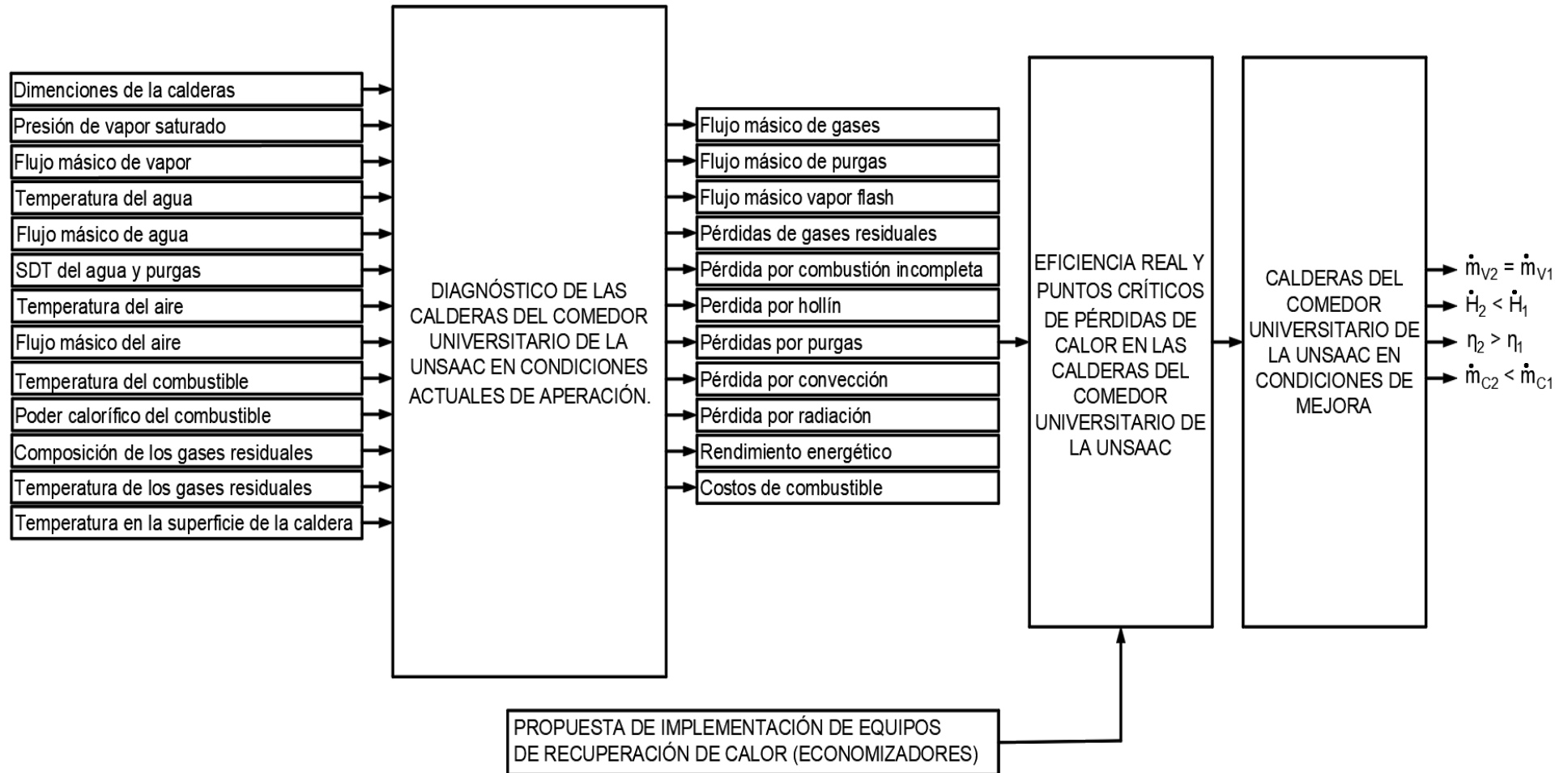
- Dispositivo analizador de gases TESTO 300, capaz de medir: CO_x, O₂, T[K], eficiencia de la combustión [%].
- Termómetro Digital FLUKE 62 MAX infrarrojo Portátil Avanzado con indicador láser rango (-32,535) [°C]
- Wincha de 500 cm marca Stanley Global Plus
- Cronometro del celular.
- Fichas técnicas del mercado nacional e internacional.
- Multímetro digital.
- Vernier Digital Truper de 150 mm.

1.10.3. Procesamiento de Datos

Para el procesamiento de los datos, se empleó el programa de Excel. Esta herramienta permitió lograr un óptimo análisis, así como también posibilitó la comparación entre los datos experimentales y teóricos.

Figura 1.2

Diseño de estudio



Nota. Propuesta de implementación de sistemas de recuperación de calor. Adaptado de Redhead (2019)

El estudio se basó en mediciones directas, revisión documental y entrevistas al personal operativo. Para evaluar el desempeño térmico de las calderas del Comedor Universitario de la UNSAAC, se empleó un analizador de gases Testo 300 (según norma EPA) y un termómetro digital FLUKE 62 MAX para registrar temperaturas de agua, vapor y combustible, complementado con mediciones de presión mediante los dispositivos que se encontraban ya instalados en los equipos (barómetros). Adicionalmente, se recopilaron datos de las fichas técnicas del fabricante, siendo principalmente información sobre la oferta de vapor de la caldera. Por otra parte, se utilizó data histórica recopilada por el operador de la caldera incluyendo registros de análisis de agua, cantidad de raciones, consumo diario de combustible e información histórica del comedor, estos datos permitieron el análisis de consumo previo a la instalación de los economizadores. Finalmente, los datos obtenidos se procesaron en el programa de Excel para su respectivo análisis

1.10.4. Técnicas de Análisis de Datos

Las técnicas de análisis de datos son herramientas útiles para obtener información científica. Después de organizar los datos, es necesario analizarlos cualitativa o cuantitativamente, dependiendo de su naturaleza. Para obtener los resultados de la investigación, es necesario primero analizar la data (Vara, 2012).

En esencia, el análisis de datos es la columna vertebral metodológica que permite transformar datos crudos de operación (temperaturas, presiones, caudales, consumos) en conclusiones científicas y recomendaciones de ingeniería concretas para la optimización del sistema térmico.

Este proceso se estructura en dos fases principales:

1. **Análisis Cuantitativo del Desempeño Térmico:** Mediante la aplicación del método indirecto (o de pérdidas de calor), se calculan indicadores clave de rendimiento (KPIs) como:
 - Eficiencia Térmica (η): El indicador principal, que relaciona el calor útil transferido al agua con la energía aportada por el combustible.
 - Pérdidas de Calor: Se cuantifican las pérdidas por gases de combustión (chimenea), por radiación y convección en la carcasa, y por inquemados.
 - Consumo Específico de Combustible: Se determina la cantidad de combustible requerida por unidad de vapor o agua caliente generada.
2. **Análisis Diagnóstico y Predictivo para la Optimización:**
 - Análisis de Sensibilidad: Para identificar qué variables (como el exceso de aire o la temperatura del agua de alimentación) tienen el mayor impacto en el rendimiento y el consumo energético.

- **Análisis Comparativo:** Se contrasta el rendimiento actual de las calderas con los valores nominales del fabricante y estándares de la norma (como la ASME PTC 4 para calderas).
- **Simulación Termo-Económica:** Utilizando los datos analizados, se modelan y simulan propuestas de mejora (como recuperadores de calor, automatización de controles) para predecir el aumento potencial de eficiencia, el ahorro de combustible y el período de retorno de la inversión (análisis de costos).

1.10.5. Muestra y Población

- **Población:**

Comedor universitario de la UNSAAC.

- **Muestra:**

Las calderas de 80 y 150 BHP del comedor universitario de la UNSAAC.

CAPITULO II

2. MARCO TEORICO

2.1. Antecedentes

2.1.1. Antecedentes Internacionales

Kebede et al. (2023), realizaron una investigación en una azucarera Arjo Diddesa utilizando como materia prima bagazo en la reproducción de vapor a alta presión para la obtención de electricidad, el problema radicó en la humedad que presenta el bagazo alterando la eficiencia de la caldera ya que la azucarera posee un nivel de humedad superior al 52%. La empresa utilizó la técnica SHRD que disminuye el contenido de humedad permitiendo el aumento de la eficiencia en las calderas, en el trabajo se presentó un modelado matemático en la que se logró concretar la investigación haciendo uso de la simulación ANSYS para el desarrollo del secador. Se concluye que los resultados aumentaron a 1500 kJ/ kg en un secado de 45% como contenido de humedad en el bagazo.

Lin & Wu (2023) El objetivo de su estudio radica en la medición experimental y evaluación de un análisis energético y exergético en una caldera pirotubular con el uso de biodiesel destilado y biodiesel sin destilar, petróleo bajo en azufre, y ultra diesel bajo en azufre con la finalidad de reducir emisiones en las calderas pirotubulares, experimentalmente se llevó las pruebas y en sus conclusiones se lograron beneficios, también hace mención que con el análisis de energía el uso elevado de recirculación de gases de combustión llevan a una producción de menor cantidad de energía y también en la eficiencia. Otro punto importante es la unidad de combustión que contribuye a la destrucción de la hexología y pierde más calor cuando acrecienta la relación de recirculación de gases de ignición, en el caso de usos de combustibles mezclados cumplen con requisitos normativos en las emisiones contaminantes de NOx biodiesel destilado y sin destilar se pueden utilizar en calderas acuotubulares por su

tamaño más grande en comparación con las pirotubulares obteniendo una reducción mayor de emisiones, el biodiesel destilado otorga mayor beneficio en costos y de carbono neutro.

Chen et al. (2021), establecen en su investigación obtener la eficiencia en las calderas industriales de Hunan mediante el método de análisis cuantitativo de la energía para proponer una caldera Industrial en la región. Así mismo se evaluó los elementos que transgreden en el sistema de calderas industriales encontrando que son: la temperatura en los gases de salida, el aire como coeficiente, también la capacidad de caldera, Temperatura del aire frío y de la escoria y las materias volátiles en el combustible. Con los resultados finales de esta investigación se puede utilizar para el diseño de otros proyectos similares que planteen la renovación de sus sistemas de calderas y obtengan ahorro de energía. Finalmente el autor concluye mencionando que una información intensiva en el estudio de los sistemas industriales locales sirven como oportunidad para establecer estándares precisos de eficiencia energética en regiones locales determinadas.

2.1.2. Antecedentes Nacionales

Vivanco (2017), tiene como objetivo el diseño de un sistema con régimen de reintegro en el condensado que se realiza en las calderas de la empresa Laive con el fin de concebir un ahorro de costos en el empleo de combustible y de agua tratada. Esta investigación fue de nivel aplicativo y se recolectó datos mediante herramientas como medidor de flujo de vapor , condensado, gas entre otros, luego, con los datos se hizo un análisis y cuantificación del ahorro de costos y de energía calorífica que se formó con el diseño del método de rescate de condensado. Después de diseñar el sistema de recuperación en la conclusiones se menciona la obtención de un ahorro de energía de 1873236.7 BTU por hora que es equivalente a 381968.4 m³/año de gas natural, lo que condujo a un ahorro económico de 185379.9 \$/año, así mismo, en ahorro de energía térmica también se menciona que se logró la recuperación de condensado al implementar el sistema con el ahorro de 521660.6 BTU por hora que equivale en gas natural

a 106,370.9 m³ equivalente a un ahorro de 108,980.2 \$/año finalmente el autor concluye que la implementación de gestión de energía en una empresa es útil para tener organizado e integrado los procesos de producción y también la toma de conciencia al usar la energía considerando finalmente que el diseño es rentable.

Paredes (2015), en su tesis tiene como finalidad establecer el dimensionamiento de un método de recobro de calor desde el condensador de las purgas de calderas para reducir costos economicos y de energía. La metodología fue de tipo experimental realizado a las purgas de las calderas en una planta pesquera de la empresa Hhayduk S.A. que tiene siete calderas con potencia de mil y mil trescientos BHP. Para lograr el objeto de la investigación fue necesario de información y datos sobre las características y el proceso de funcionamiento de las calderas, tambien de las extensiones liberadas que posee la planta para ensamblar los dispositivos en esos lugares, seguido a ello se realizó una apreciación del total de condensado limpiado que se esboza al alcantarillado y una secuela de cálculos para predecir cuánto de vapor flash se genera. Se busco distribuidores de estos sistemas para hacer una elección de los módulos que intermedian en el sistema de estudio. Como último procedimiento se realizó varios cálculos de energia para tener una extensión de toda la instalación de tubos de conducción y aislamiento equivalente. El autor concluye determinando que después de instalar el equipo y el módulo de regeneración la eficacia crecía entre 0.727 a 0.784% por caldera y que se tenia una disminucion de 0.84% en el combustible.

Risco (2019), planteó el objetivo de establecer un análisis de energía a una caldera pirotubular a carbón para que se conozca su situación actual y dar como propuesta el implemento y mejoramiento que ayude a bajar costos en la generación de vapor y también aminorar la emisión de gases dañinos. Inicialmente el método directo que se le aplicó ayudó a determinar su rendimiento actual que fue de 55% con ello se planificó hacer una reducción de las pérdidas de energía y con ello elevar el rendimiento, la idea que se propuso fue de

implementar un precalentador de aire de tal forma se aproveche la energía que antes era enviada al medio ambiente y con ello se logró reducir las pérdidas de gases residuales en un 4%, otra proposición fue que se tome en cuenta en la implementación de un sistema de ablandamiento en la caldera para que se reduzcan las pérdidas por purgas en un 1.5% y también para mejorar el aislamiento térmico a un 5.6% con todas las mejoras realizadas el rendimiento de la caldera se volvió a medir y esta fue de 65% que se vio en los costos generados obteniendo un total de 6600 soles anuales como ahorro, también se aportó al medio ambiente porque las emisiones de CO₂ bajaron a un 4.1%, que detallando fueron de 18.35% a 14.25% y de SO₂ de 0.12% a 0.098%. Por lo tanto esta investigación finaliza estableciendo un aporte económico y medioambiental.

2.1.3. Antecedentes Locales

Delgado y Seguil (2019), presentan el estudio para mejorar el sistema de operación de las calderas del comedor universitario de la UNSAAC mediante un diseño optimizado, explica que debido a el creciente desarrollo industrial es que se necesita que los rendimientos y la eficiencia en los equipos tengan mayor productividad sobre todo en el ámbito de alimentos de la universidad que se está investigando, el comedor universitario tiene una demanda de 1850.7 kg de vapor por hora para ello se requiere la demanda de una Caldera de 150 BHP de potencia con un flujo de vapor de 2,328 kg de vapor/ hora a una presión de operación de 689.5 kilopascales, para ello es necesario hacer un análisis de los esfuerzos sobre la red de tuberías y tener en cuenta los esfuerzos que implican la instalación como son los esfuerzos circunferenciales sostenidos por expansión y ocasionales para hacer evaluaciones de rendimiento. En el sistema de tuberías es esencial hacer una dimensión del área que se ocupará el sistema.

2.2. Conceptos Teóricos

2.2.1. Definición de Caldera

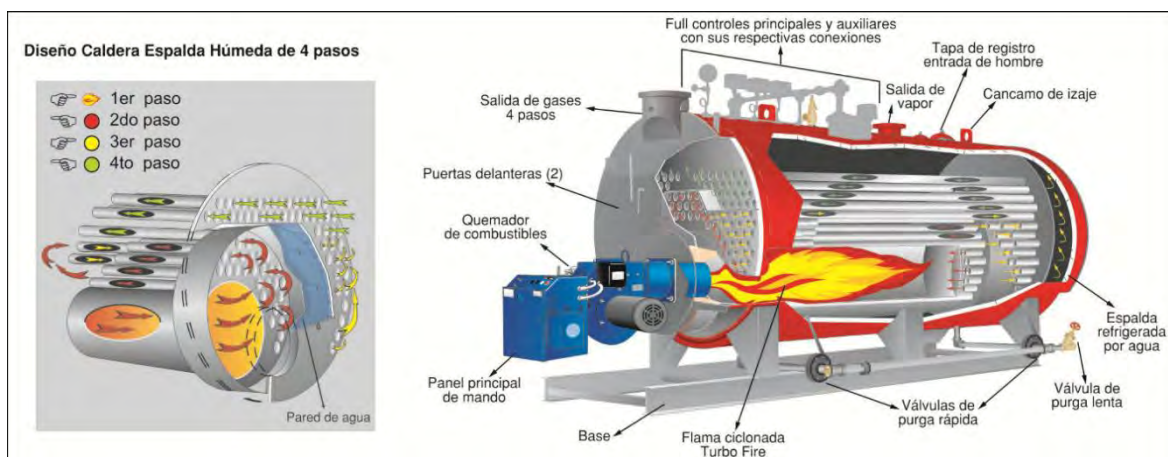
Una caldera es un recipiente cerrado, diseñado para calentar un fluido, generalmente agua, hasta su punto de ebullición o sobrecalentamiento, utilizando una fuente de calor externa. El fluido caliente o vapor generado se utiliza posteriormente para diversas aplicaciones, como calefacción, generación de energía eléctrica o procesos industriales (American Society of Mechanical Engineers [ASME], 2021).

2.2.2. Tipos de Calderas

2.2.2.1. Calderas pirotubulares. Una caldera pirotubular es un tipo de caldera en la que los gases calientes producto de la combustión pasan a través de tubos que están inmersos en el agua. El calor de los gases se transfiere al agua, generando vapor. Se caracterizan por tener un gran volumen de agua y una respuesta más lenta a los cambios de demanda de vapor (IHEA, 2017).

Figura 2.1

Caldera pirotubular de cuatro pasos.

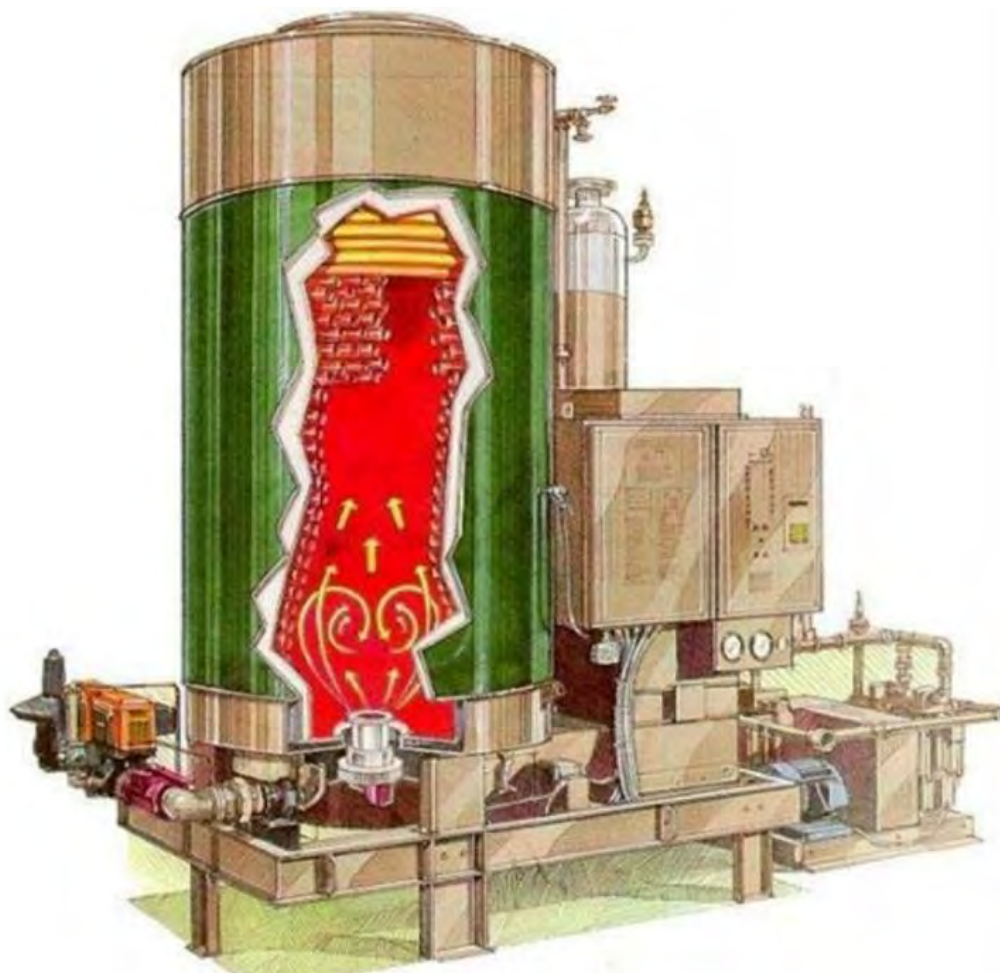


Nota . Por lo general, las calderas pirotubulares son de grandes dimensiones. Tomado de (Vitez & Zevallos, 2017).

2.2.2.2. Calderas acuotubulares. Una caldera acuotubular es un tipo de caldera en la que el agua circula por el interior de los tubos, y los gases calientes producto de la combustión pasan por el exterior de los tubos. El calor de los gases se transfiere al agua que circula por los tubos, generándose vapor. Son generalmente más eficientes y capaces de generar mayores presiones y capacidades de vapor que las calderas pirotubulares (Babcock & Wilcox, 2015).

Figura 2.2

Caldera acuotubular de disposición vertical



Nota. Por lo general las calderas de este tipo son pequeñas. Foto tomada de: Creative Commons Attribution -No Derivatives 4.0 International.

2.2.3. Gestión Energética

La gestión energética se define como las estrategias para que un equipo térmico (caldera, turbina, bomba, compresor, otros), funcionen óptimamente bajo ciertas condiciones de operación en un tiempo determinado, con la finalidad de aumentar la eficiencia energética, reducir los costos de operación (combustible) y contribuir al cuidado del medio ambiente; todo esto basándose en propuestas de mejora para minimizar el consumo energético.

Dentro de un plan de gestión energética para calderas, se contemplan acciones clave como: la adopción de combustibles limpios o renovables, la incorporación de intercambiadores de calor para el precalentamiento del agua de alimentación y el aire de combustión, así como la aplicación de aislamientos térmicos como son las lanas minerales (Redhead et al., 2019).

2.2.4. Consumo Energético

El consumo energético se refiere a la cantidad total de energía utilizada por un sistema, proceso, individuo, organización, sector económico o país durante un período de tiempo específico. Esta energía puede provenir de diversas fuentes (como combustibles fósiles, energía nuclear, energías renovables) y puede ser utilizada en distintas formas finales (como electricidad, calor, combustible para transporte, etc.) para realizar trabajo, generar luz, acondicionar espacios, alimentar procesos industriales o satisfacer cualquier otra necesidad que requiera un aporte energético.

En esencia, mide el "gasto" de energía necesario para mantener actividades, operaciones o un determinado nivel de vida o producción. Se suele cuantificar en unidades de energía como Julios (J), kilovatios-hora (kWh), toneladas equivalentes de petróleo (tep), BTU, entre otras (Agencia Internacional de Energía [AIE], 2024).

2.2.5. Demanda Energética

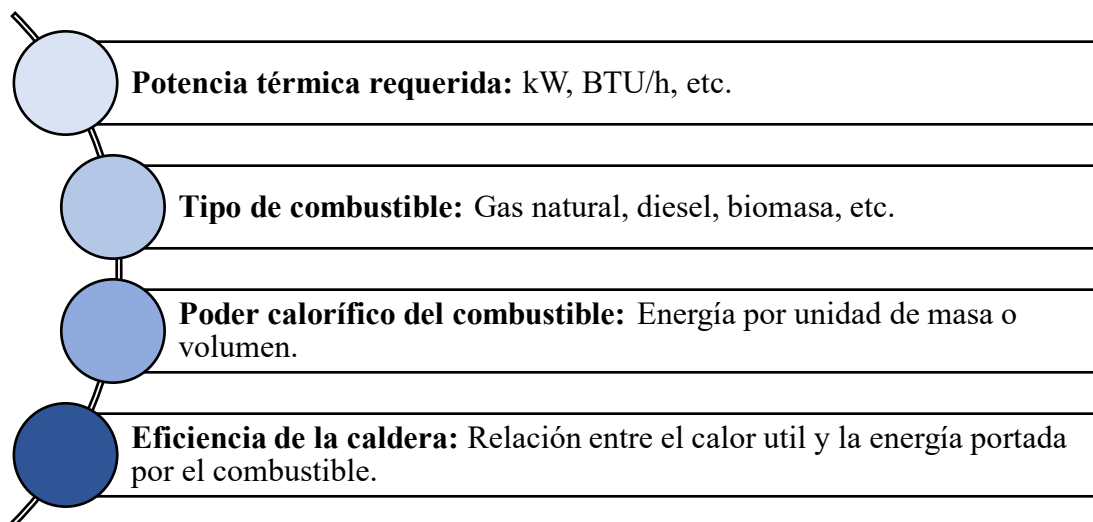
La demanda energética de una caldera industrial de vapor representa la tasa de consumo de energía total, que incluye tanto la energía química liberada por la combustión de un

combustible (gas natural o fuel oil), así como la energía eléctrica consumida por los equipos periféricos de la caldera (bombas de agua, ventiladores de tiro, controles electrónicos, etc.) por unidad de tiempo. Esta demanda energética se relaciona directamente con la producción de vapor y se expresa en unidades de potencia (kW, MW, etc.) o en unidades de energía (kWh, MWh, etc.)(Johnson, 2020).

2.2.5.1.Demanda energética primaria. La primera demanda energética de una caldera se refiere a la cantidad de energía que se requiere para generar una determinada cantidad de calor útil [Joule], considerando su eficiencia y las pérdidas asociadas. Este concepto está directamente relacionado con el consumo de combustible (Kreider, 2001), que depende de factores como:

Figura 2.3

Factores que depende el consumo de combustible en una caldera.



Nota. recopilado de (Kreider, 2001)

Por otro lado, la fórmula básica para determinar el consumo de combustible esta dado por la siguiente ecuación:

$$\text{Consumo}(kg/s) = \frac{\text{Potencia térmica (kW)}}{\text{PCI (kJ/kg)} \times \text{Eficiencia(\%)}} \quad \text{Ec. (1)}$$

2.2.5.1.1. *Fases que realiza una caldera*

1) Fase de Arranque (Start-up)

Este proceso inicial sirve para preparar a la caldera para su operación, asegurando que todos los sistemas estén en condiciones seguras y óptimas, el propósito es activar componentes, estabilizar parámetros (nivel de agua, presión, temperatura) y garantizar un entorno seguro antes de la combustión (ASME, 2023).

Acciones clave:

- Verificación de niveles de agua, presión y temperatura.
- Activación de bombas de alimentación y sistemas de control.
- Precalentamiento gradual de componentes para evitar tensiones térmicas.
- Chequeo de sistemas de seguridad (válvulas, sensores).

Consideraciones: Evitar cambios bruscos de temperatura o presión para prevenir daños estructurales.

2) Fase de Barrido (Purge)

Es la eliminación de gases combustibles residuales o aire no quemado de la cámara de combustión y conductos, el propósito es prevenir explosiones al eliminar mezclas inflamables antes de la ignición.

Acciones clave:

- Activación de ventiladores o sopladores para introducir aire fresco.
- Circulación forzada de aire durante un tiempo determinado (30-60 segundos, según normativas).

- Monitoreo de flujo de aire para asegurar un barrido completo.

Consideraciones: La omisión del barrido puede causar "flashback" o explosión.

3) Fase de Ignición (Ignition)

Se da por el encendido controlado de la mezcla aire-combustible en el quemador principal, el principal propósito es iniciar la combustión estable para generar calor (ASME, 2023).

Acciones clave:

- Apertura de válvulas de combustible y regulación del flujo.
- Activación del sistema de ignición (piloto, chispa eléctrica o encendido directo).
- Verificación de la llama mediante sensores ópticos o termoelectrónicos.

Consideraciones: Si la llama no se detecta en un tiempo seguro (3-5 segundos), se activa un "bloqueo de seguridad" (cut-off) y se reinicia el barrido.

4) Fase de Apagado (Shutdown)

Se da por la interrupción controlada o de emergencia de la operación de la caldera, su finalidad es detener la generación de calor de manera segura, evitando riesgos térmicos o mecánicos (ASME, 2023).

Tipos y acciones clave:

a) Apagado normal:

- Reducción gradual de la carga térmica y cierre de válvulas de combustible.
- Enfriamiento controlado para evitar grietas por contracción térmica.

b) Apagado de emergencia:

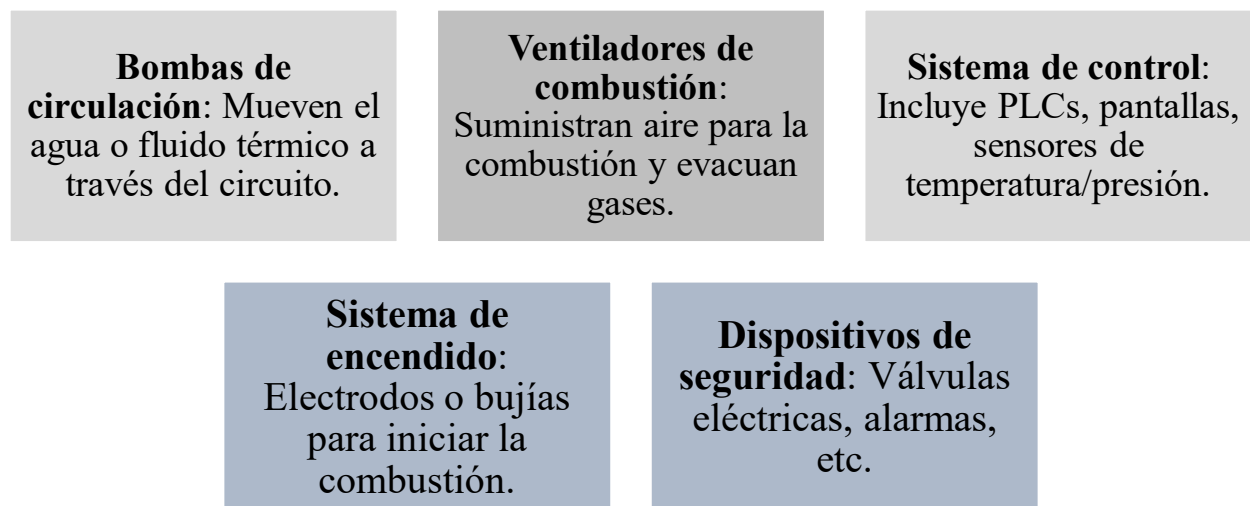
- Corte inmediato de combustible por fallos (pérdida de agua, falla de llama, sobrepresión).
- Activación de alarmas y sistemas de ventilación forzada.

Consideraciones: Enfriar los componentes críticos como la temperatura dentro del hogar y registrar incidentes para el mantenimiento de la caldera.

2.2.5.2.Demanda energética secundaria. La segunda demanda energética de una caldera se refiere al consumo de energía eléctrica [kWh] asociado a los componentes auxiliares necesarios para su funcionamiento. A diferencia de la primera demanda (combustible), esta demanda está relacionada con la electricidad requerida para operar elementos como bombas de circulación, ventiladores de combustión, sistemas de control, encendido electrónico, sensores y otros dispositivos eléctricos. Este consumo es crítico para garantizar la eficiencia global del sistema, aunque su magnitud suele ser menor comparada con la energía térmica generada por el combustible (European Standard, 2017).

Figura 2.4

Componentes que consumen electricidad en una caldera.



Nota. Recopilado de (Kreid, 2001).

2.2.5.2.1. **Potencia aparente en corriente trifásica.** La potencia aparente en sistemas trifásicos es una medida de la potencia total en un circuito de corriente alterna (CA), considerando tanto la potencia activa (P) como la reactiva (Q). Se define matemáticamente como el producto de la tensión eficaz de línea (V_L), la corriente eficaz de línea (I_L) y la raíz cuadrada de tres para sistemas equilibrados (Chapman, 2005, p. 64):

$$S = \sqrt{3} * V_L * I_L \quad \text{Ec. (2)}$$

Donde:

- S : Potencia aparente [VA].
- $\sqrt{3}$: Factor de corrección para sistemas trifásicos equilibrados.
- V_L : Tensión eficaz de línea (tensión entre dos fases) [V].
- I_L : Corriente eficaz de línea (corriente en cada fase) [A].

2.2.5.2.2. **Potencia real.** La potencia real o activa está directamente relacionada con la potencia aparente (S) y el factor de potencia (FP) mediante la siguiente fórmula (Chapman, 2005, p.64):

$$P = S * \cos(\phi) = S * FP \quad \text{Ec. (3)}$$

Donde:

- P : Potencia real o activa [W].
- S : Potencia aparente [VA].

- $\cos(\phi)$: Factor de potencia (FP), que representa el ángulo de desfase (ϕ) entre la tensión y la corriente en un circuito de corriente alterna (CA) tiene un rango de, $0 \leq FP \leq 1$ o $0\% \leq FP \leq 100\%$.

1) Interpretación del factor de Factor de Potencia (FP):

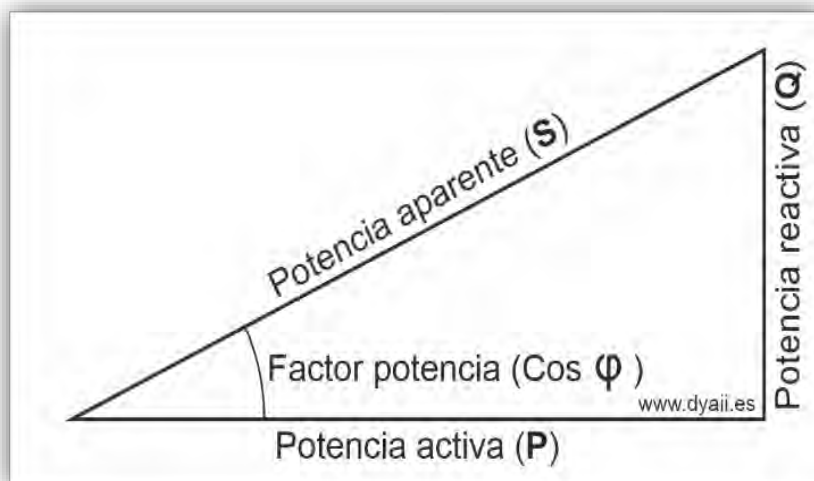
- **Si FP=1:** Toda la potencia aparente se convierte en potencia real (sistema puramente resistivo).
- **Si FP < 1:** Parte de la potencia aparente se "pierde" como potencia reactiva (Q), necesaria para mantener campos electromagnéticos en cargas inductivas (motores, transformadores) o capacitivas.

2) Triangulo de potencias:

La relación entre P, Q(potencia reactiva) y S se visualiza como:

Figura 2.5

Triangulo de potencias



Nota. Imagen tomada de: <https://dyaii.es/triangulo-de-potencias/>, octubre 2019.

La ecuación que involucra a las tres potencias es la siguiente:

$$S = \sqrt{P^2 + Q^2} \quad \text{Ec. (4)}$$

Donde:

- S : Potencia aparente [VA].
- P : Potencia activa [W].
- Q : Potencia reactiva[VAR].

La potencia reactiva (medida en kVar) es una componente 'imaginaria' en sistemas de CA, generada por elementos capacitivos y consumida por inductivos. Aunque no realiza trabajo útil (su consumo promedio neto es cero al devolverse al suministro), resulta esencial para el funcionamiento de equipos eléctricos, requiriendo gestión adecuada por su impacto en la calidad y eficiencia del sistema (Mahtani, 2022).

La **Figura 2.6** es la representación más entendible sobre la relación de estas potencias.

Figura 2.6

Distribución de potencias



Nota. Potencia reactiva: Compensado la espuma de cerveza. Tomada por (Mahtani, 2022).

3) Concepto de Potencia Eléctrica y Ley de Watt

La potencia eléctrica es la tasa a la cual la energía eléctrica se transfiere, consume o disipa en un circuito. Representa el trabajo realizado por una corriente eléctrica en un tiempo determinado y se mide en vatios (W), donde 1 vatio equivale a 1 Joule por segundo ($1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$)(Alexander et al., 2013).

La Ley de Watt establece la relación matemática entre la potencia eléctrica (P), el voltaje (V) y la corriente (I) en un circuito. Su fórmula fundamental es:

$$P = V * I \quad \text{Ec. (5)}$$

Donde:

- P: Potencia eléctrica [W].
- V: Voltaje [V].
- I: Corriente [A].

4) Eficiencia de un motor eléctrico trifásico

La eficiencia (o rendimiento) de un motor trifásico es una medida adimensional que cuantifica la efectividad con la que el motor convierte la energía eléctrica de entrada en energía mecánica útil de salida. Se define como la relación entre la potencia de salida (mecánica en el eje) y la potencia de entrada (eléctrica activa)(Mora, 2003, P.32).

$$\eta = \frac{P_S}{P_E} * 100 \% \quad \text{Ec. (6)}$$

Donde:

- $P_E = P$: Potencia de entrada (eléctrica activa) [kW].
- P_S : Potencia de salida (mecánica en el eje) [kW].

- η : Eficiencia eléctrica [%].

Debemos tener en cuenta que la eficiencia siempre es menor que el 100% debido a las pérdidas internas del motor (pérdidas en el cobre del estator y rotor, pérdidas en el núcleo magnético, pérdidas por fricción y ventilación y pérdidas adicionales o dispersas)(Chapman, 2005, P. 45).

$$P_E = P_S + P_{Pérdidas}$$

Ec. (7)

la **Figura 2.7** muestra el balance energético de un motor eléctrico trifásico.

Figura 2.7

Distribución de la energía de un motor eléctrico trifásico



Nota. Representación de distribución de motor. Tomada de CEMER ELECTRIC MOTORS (https://www.facebook.com/p/Cosgra-Motores-Sellos-100071692555888/?locale=es_LA&_rdr)

La fórmula básica para determinar el consumo eléctrico esta dado por la siguiente ecuación:

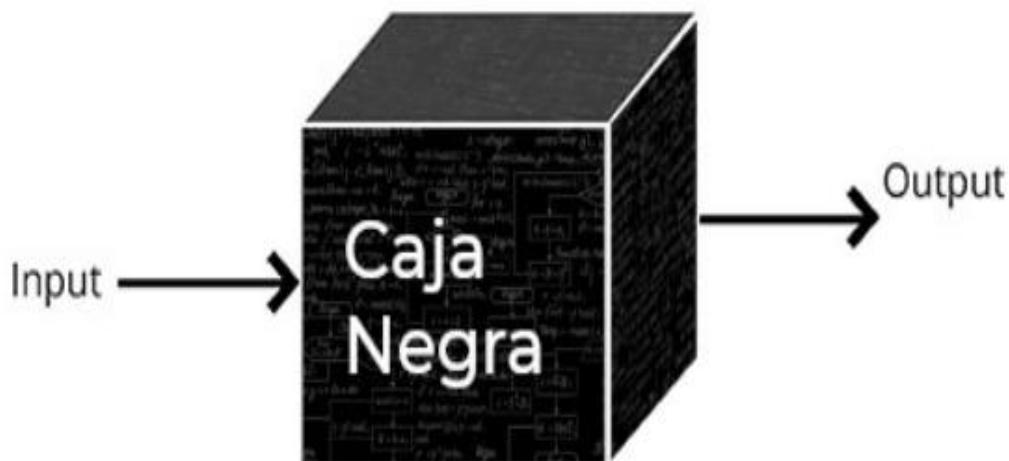
$$\text{Consum} (kW/h) = \sum (\text{Potencia del componente} (kW) * \text{Horas de operación}) \quad \text{Ec. (8)}$$

2.2.5.3. Diagramas de flujo

2.2.5.3.1. Diagrama de la caja negra o BLACK BOX. En el contexto de la ingeniería y la termodinámica, el concepto de "caja negra" se refiere a un sistema o componente donde se analizan las entradas y salidas de energía (o materia), sin necesidad de conocer o modelar los detalles internos del funcionamiento. La atención se centra en la relación entre lo que entra y lo que sale del sistema (Agencia Internacional de Energía, 2024).

Figura 2.8

Representación gráfica de la caja negra

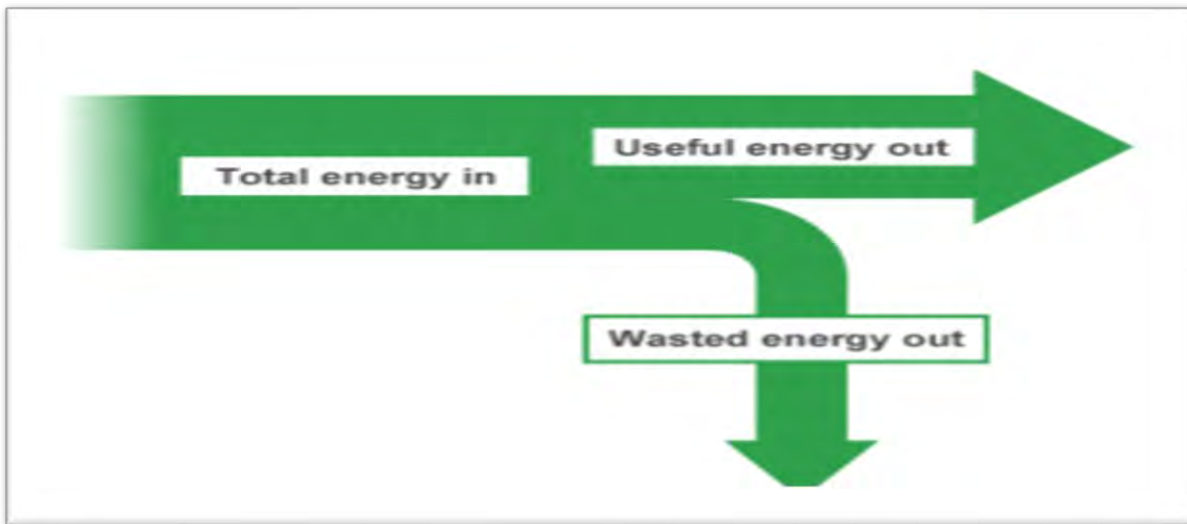


Nota. Aborda la idea de sistemas con entradas y salidas de energía sin entrar en detalles internos. Tomado de (Nebular, 2020).

2.2.5.3.2. Diagrama de Sankey. El diagrama de Sankey es un tipo específico de diagrama de flujo que se utiliza para representar las transferencias de energía, materiales o costos. Se caracteriza por el uso de flechas cuyo ancho es proporcional a la magnitud del flujo que representan (Schmidt, 2008).

Figura 2.9

Representación gráfica del diagrama de Sankey



Nota. Es una herramienta que se utiliza en la gestión de flujos de energía o materiales, proporcionando un buen contexto sobre la distribución de las mismas. Tomado de (BBC, 2025).

2.2.6. Eficiencia Energética de los Generadores de Vapor

El objetivo principal de la generación de vapor es producir vapor a una presión mayor a la atmosférica, de manera que se pueda aprovechar la energía que posee en tales condiciones y cubrir las necesidades de la fábrica.

La importancia de conocer la eficiencia térmica con que operan los generadores de vapor, también denominados calderas, radica en evaluar el grado de aprovechamiento de la energía del combustible para producir vapor. Además, se pueden cuantificar las cantidades de calor que ingresan y egresan de una caldera.

2.2.7. Balance de Masa.

El balance de masa es un principio fundamental en ingeniería y ciencias naturales que establece que, en un sistema definido estacionario, la masa total debe conservarse. Se basa en la ley de conservación de la masa y se expresa mediante la siguiente ecuación (Kenneth y Donald, 2001):

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad \text{Ec. (9)}$$

Donde:

- $\dot{m}_e$: Flujo másico a la entrada al sistema [kg/s]
- $\dot{m}_s$: Flujo másico de salida del sistema [kg/s]

2.2.8. Balance de Energía.

La ley de conservación de la energía (Primera Ley de la Termodinámica) establece que: En un sistema aislado, la energía total no puede crearse ni destruirse, solo transformarse de una forma a otra. La variación de energía interna del sistema (ΔU) es igual al calor (Q) intercambiado con el entorno menos el trabajo (W) realizado por el sistema (Kenneth y Donald, 2001). Se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta U = Q - W \quad \text{Ec. (10)}$$

Donde:

- ΔU : Variación de la energía interna del sistema [kJ]
- Q : calor intercambiado con el entorno [kJ]
- W : trabajo realizado por el sistema [kJ]

La Ec. (11) más simplificada proviene de la aplicación de la Primera Ley de la Termodinámica a un volumen de control en estado estacionario, bajo ciertas suposiciones simplificadoras.

$$\sum \dot{m}_e * h_e = \sum \dot{m}_s * h_s \quad \text{Ec. (11)}$$

Donde:

- $\dot{m}_e$: Flujo másico de entrada al sistema [kg/s]
- h_e : Entalpia específica del fluido de entrada [kJ/kg]
- $\dot{m}_s$: Flujo másico de Salida del sistema [kg/s]
- h_s : Entalpia específica del fluido de salida [kJ/kg]

2.2.9. Rendimiento Térmico de una caldera

El rendimiento térmico de una caldera se define como la relación entre la energía útil transferida al fluido (agua o vapor) y la energía total suministrada por el combustible durante su combustión. Este parámetro indica la eficiencia con la que el sistema convierte la energía química del combustible en calor aprovechable, minimizando las pérdidas asociadas a los gases de escape, la radiación no aprovechada y otros factores ineficientes (Instituto Alemán de Investigación [DIN], 1994).

2.2.10. Rendimiento Energético Método Directo

El rendimiento térmico (η) de una caldera corresponde a la eficiencia con la que la energía química del combustible se convierte en calor útil aprovechado por el fluido de trabajo (DIN, 1994). Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_{Combustible}} * 100 \% \quad \text{Ec. (12)}$$

Donde:

- Q_1 : Calor útil o calor absorbido por el fluido (por ejemplo, vapor o agua), determinado por mediciones de flujo másico, temperatura y presión [kJ/kg].
- $Q_{Combustible}$: Poder calorífico inferior (PCI) del combustible multiplicado por su flujo másico [kJ/kg].

2.2.11. Rendimiento Energético Mediante el Método Indirecto

Para evaluar la eficiencia energética de una caldera, se procede al método indirecto. Este método considera seis pérdidas principales de calor ocurridas en una caldera, tales como: pérdida de calor por gases residuales, pérdida de calor por combustión incompleta, pérdida de calor por presencia de hollín, pérdida de calor por purgas, pérdida de calor por convección y pérdida de calor por radiación (DIN, 1994).

$$\eta_{energ} = 100\% - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \% \quad \text{Ec. (13)}$$

Donde:

- q_1 : Pérdida de calor por gases residuales [%].
- q_2 : Pérdida de calor por combustión incompleta [%].
- q_3 : Pérdida de calor por presencia de hollín [%].
- q_4 : Pérdida de calor por purgas [%].
- q_5 : Pérdida de calor por convección [%].
- q_6 : Pérdida de calor por radiación [%].

La norma DIN 1984, aplica a calderas industriales y generadores de vapor, su principal propósito es evaluar la eficiencia energética de dichas máquinas para garantizar la optimización operativa y el cumplimiento de estándares de diseño.

2.2.12. Principales Pérdidas de Calor Según la Norma DIN 1942

2.2.12.1. Pérdida de calor por gases residuales. La pérdida de calor por gases residuales

(o pérdidas por gases de combustión) es la energía térmica disipada al ambiente cuando los gases resultantes de la combustión (como CO₂, H₂O, N₂ y O₂ no consumido) son expulsados de la caldera a una temperatura superior a la ambiental. Esta pérdida representa una fracción significativa de la energía total aportada por el combustible y reduce la eficiencia térmica del sistema (Redhead, 2019).

$$q_1 = \frac{H_1}{H_T} * 100\% \quad \text{Ec. (14)}$$

Donde:

- H_1 : Es la potencia pérdida por gases residuales [kW]
- H_T : Es la potencia total de la combustión aire y combustible [kW]

Y la potencia pérdida de los gases residuales viene a ser (Redhead, 2019):

$$H_1 = \dot{m}_{GR} * \overline{c p}_{GR} * (T_{GR} - T_{air}) \quad \text{Ec. (15)}$$

Donde:

- $\dot{m}_{GR}$: Flujo másico de gases residuales [kg/s]
- $\overline{c p}_{GR}$: Calor específico promedio de la mezcla gas y aire [kJ/kg· K]
- T_{GR} : Temperatura de gases residuales [K]
- T_{air} : Temperatura del medio ambiente [K]

2.2.12.1.1. Calor específico promedio de una mezcla gaseosa. El calor específico promedio de una mezcla de gases, como los gases de combustión y el aire, no se calcula simplemente como un promedio aritmético de los calores específicos individuales de los componentes. En su lugar, se debe calcular el promedio ponderado, tomando en cuenta la proporción (ya sea másica o molar) de cada componente (*Incropera & De Witt, 1999*).

2.2.12.1.2. Promedio ponderado por masa: Si se conocen las fracciones molares (fM_i) y los calores específicos (Cp_i) de cada componente en la mezcla, el Cp promedio de los gases residuales se calcula como:

$$\overline{Cp}_{GR} = \frac{\sum(fM_i * Cp_i)}{\sum fM_i * M_i} \quad \text{Ec. (16)}$$

Donde:

- fM_i : Fracción molar del componente i.
- M_i : Masa molar del componente i [g/mol].
- Cp_i : Es el calor específico del componente i [J/mol. K].

2.2.12.2. Pérdida de calor por combustión incompleta. La pérdida por combustión incompleta se calcula principalmente por la presencia de CO en los gases, ya que este gas indica que parte del combustible no se oxidó completamente a CO₂ (*Ragland & Bryden, 1998*).

$$q_2 = \frac{H_2}{H_T} * 100\% \quad \text{Ec. (17)}$$

- q_2 : Pérdida de calor por combustión incompleta [%]
- H_2 : Es la potencia pérdida por combustión incompleta [kW]

- H_T : Es la potencia total de la combustión aire y combustible [kW]

Y la potencia perdida por combustión incompleta, (Redhead, 2019):

$$H_2 = \dot{m}_{co} * PCI_{CO} \quad \text{Ec. (18)}$$

- $\dot{m}_{co}$: Flujo másico de monóxido de carbono producido [kg/s]
- PCI_{CO} : Poder calorífico inferior volumétrico del monóxido de carbono [kJ/kg], teniendo un valor promedio de 10.11 MJ/kg

Flujo másico de monóxido de carbono producido (Ragland, 1998, p.78).

$$\dot{m}_{co} = \frac{C_{CO} * \dot{V}_{GR} * M_{CO}}{6.792 * 10^3} \quad \text{Ec. (19)}$$

Donde:

- C_{CO} :Concentración de CO (ppm).
- $\dot{V}_{GR}$: Flujo volumétrico de gases residuales [m³/s].
- M_{CO} : Masa molar de CO (g/mol).

2.2.12.3. Pérdida de calor por hollín. Esta pérdida se debe a la acumulación de hollín en las paredes de los tubos de fuego, debido a la mala calidad del combustible o tipo de combustible que no se llega a quemar por completo en la combustión aire y combustible (Redhead, 2019).

$$q_3 = \frac{H_3}{H_T} * 100\% \quad \text{Ec. (20)}$$

Donde:

- q_3 : Pérdida de calor por hollín [%].
- H_3 : Es la potencia pérdida por hollín [kW].

- H_T : Es la potencia total de la combustión aire y combustible [kW].

Y la potencia perdida por hollín esta dado por la siguiente ecuación:

$$H_3 = \dot{m}_{GR} * g_c * PCI_C \quad \text{Ec. (21)}$$

Donde:

- $\dot{m}_{GR}$: Flujo másico de gases residuales [kg/s].
- g_c : Participación másica del carbono.
- PCI_C : Poder calorífico inferior del carbono tiene el valor de 32770 kJ/kg (Anexo 24).

2.2.12.4. Pérdida de calor por purgas. Esta pérdida se debe a la acumulación de una capa de sarro en la superficie lateral exterior de los tubos de fuego, que impide la completa transferencia de calor de los gases de combustión hacia el agua. El factor más relevante son los sólidos disueltos totales contenidos en el agua (Redhead, 2019).

$$q_4 = \frac{H_4}{H_T} * 100 \% \quad \text{Ec. (22)}$$

Donde:

- H_4 : Es la potencia pérdida por purgas [kW].
- H_T : Es la potencia total de la combustión aire y combustible [kW].

Y la potencia perdida por purgas viene dado por la ecuación:

$$H_4 = \dot{m}_{purgas} * (h_f - h_w) \quad \text{Ec. (23)}$$

Donde:

- $\dot{m}_{purgas}$: Flujo másico de purgas [kg/s].

- h_f : Entalpia específica del líquido saturado de purgas [kJ/kg].
- h_w : Entalpia del agua de alimentación [kJ/kg].

El flujo másico de purgas, se determina en base a los sólidos disueltos totales del agua de alimentación y purga (Redhead, 2019).

$$\dot{m}_{purgas} = \dot{m}_{VS} * \left(\frac{SDT_w}{SDT_c - SDT_w} \right) \quad \text{Ec. (24)}$$

Donde:

- $\dot{m}_{VS}$: Flujo másico de vapor saturado[kg/s].
- SDT_w : Solidos disueltos totales del agua de alimentación [ppm].
- SDT_c : Solidos totales disueltos permisibles en la caldera [ppm].

Por otro lado, el flujo másico de vapor saturado se mide con la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{VS} = \frac{H_T}{h_g - h_w} \quad \text{Ec. (25)}$$

Donde:

- H_T : Calor de entrada total en la caldera [kW].
- h_g : Entalpia del vapor a la salida [kJ/kg].
- h_w : Entalpia del agua a la entrada de la caldera [kJ/kg].

2.2.12.5. Convección. La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento, y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos(Cengel, 2007).

c) Convección libre

La convección natural es cualquier movimiento de fluido debido a los efectos de flotación donde las diferencias de densidad son causadas por variaciones de temperatura en el fluido. En

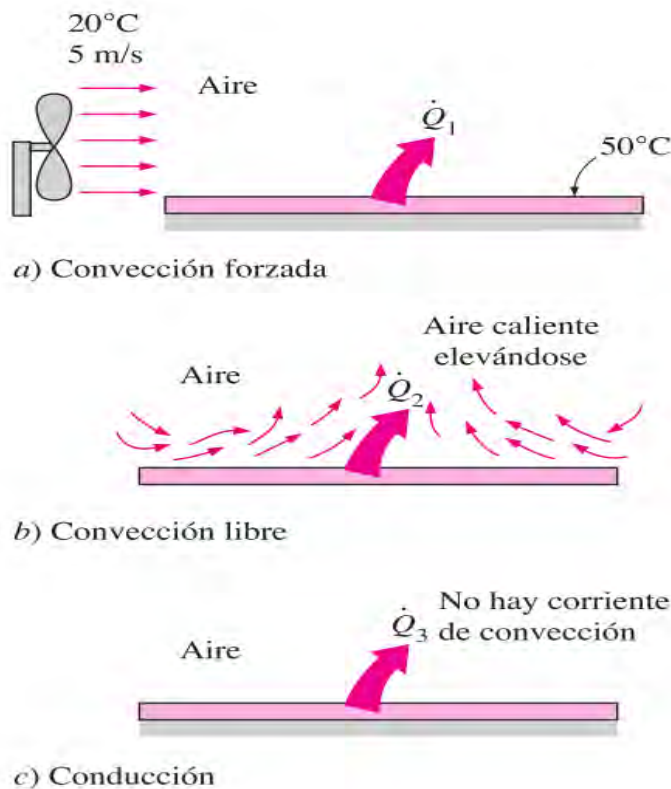
ausencia de cualquier movimiento impuesto externamente, el fluido se mueve como resultado de la flotación causada por las diferencias de densidad (Cengel, 2007).

d) Convección forzada

La convección forzada es la convección donde el fluido es forzado a fluir sobre la superficie por medios externos como un ventilador, bomba o viento(Cengel, 2007).

Figura 2.10

Transferencia de calor de una superficie caliente hacia el fluido circundante, por convección y conducción.



Nota. Convección libre y forzada en una placa caliente. Recopilado de (Cengel,2007)

La transferencia de calor por convección depende necesariamente de propiedades como son:

Tabla 2.1*Propiedades del material los cuales facilitan la transferencia*

Propiedades de un material	Símbolo
Viscosidad Dinámica	μ
Conductividad térmica	κ
Densidad	ρ
Calor específico	C_{esp}

Nota. Factores que determinan la transferencia de calor. Recopilado de (Cengel,2007)

Otro aspecto fundamental es la configuración geométrica y aspereza de la superficie sólida, y por último está el tipo de fluido presente en la superficie, ya sea laminar o turbulento.

A pesar de la complejidad de la convección, se puede definir que la razón de la transferencia de calor es proporcional a la diferencia de temperatura expresada por la ley de enfriamiento de Newton (Masache, 2016).

$$\dot{Q}_{conv} = h * A_S * (T_s - T_{\infty}) \quad \text{Ec. (26)}$$

Donde:

- $\dot{Q}_{conv}$: Transferencia de calor por convección [kW].
- h : Coeficiente de transferencia de calor por convección [kW/m²· K].
- A_S : Área superficial de transferencia de calor [m²].
- T_s : Temperatura de la superficie [K].
- T_{∞} : Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie [K].

e) Coeficiente de transferencia de calor por convección “h”

El coeficiente de transferencia de calor por convección “h” es una medida de la capacidad de una superficie para transferir calor a un fluido en movimiento o viceversa. Se

define como la razón del flujo de calor por unidad de área de la superficie al gradiente de temperatura entre la superficie y el fluido(Cengel, 2007).

Tabla 2.2

Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección

PROCESO	h [W/m^2. K]
Convección Libre	
Gases	2-25
Líquidos	50-1000
Convección Forzada	
Gases	25-250
Líquidos	50-20,000
Convección Con Cambio De Fase	
Ebullición o condensación	2500 – 100,000

Nota. Coeficientes de transferencia de calor h. Recopilado de (Cengel,2007)

Numero de Grashof

Es un número adimensional que representa la relación entre las fuerzas de flotabilidad y las fuerzas viscosas. Un valor alto del número Grashof indica que la convección natural es dominante, mientras que un valor bajo sugiere que la conducción o la convección forzada son más relevantes(Cengel, 2007).

$$Gr_L = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * L_c^3}{\nu^2} \quad \text{Ec. (27)}$$

- g : aceleración gravitacional [m/s^2].
- β : Coeficiente de expansión volumétrica [$1/\text{K}$], ($\beta = \frac{1}{T_f + 273.15}$, para los gases ideales.
- L_c : Longitud característica de la configuración geométrica [m].
- ν : Viscosidad cinemática del fluido [m^2/s]

Y dado que la temperatura puede variar fuertemente entre la placa y la corriente libre, las propiedades del fluido se las evalúan con la siguiente ecuación:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad \text{Ec. (28)}$$

Donde:

- T_f : Temperatura de película [K].
- T_s : Temperatura de la superficie [K].
- T_∞ : Temperatura del fluido lejos de la superficie (temperatura del "ambiente" o corriente libre) [K].

Numero de Rayleigh

Es el producto de los números de Grashof y de Prandtl, el cual describe la relación entre la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad térmica. Por lo tanto, el número de Rayleigh por sí mismo puede considerarse como la razón de las fuerzas de flotabilidad y las difusividades térmicas y de cantidad de movimiento (Cengel, 2007).

$$Ra_L = Gr_L * Pr = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * L_c^3}{\nu * \alpha} \quad \text{Ec. (29)}$$

Donde:

- α : Difusividad térmica [m^2/s].

- Pr : Numero de Prandtl, es el cociente entre la viscosidad cinemática del fluido y la difusividad térmica.

Numero de Nusselt

El número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa, se considera una capa de espesor L y la diferencia de temperatura $\Delta T = T_2 - T_1$. Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Un número de Nusselt de $Nu=1$ para una capa de fluido representa transferencia de calor a través de ésta por conducción pura (Cengel, 2007).

$$Nu = \frac{h * L_c}{k} \quad \text{Ec. (30)}$$

Donde:

- h : Coeficiente de transferencia de calor por convección [$\text{W/m}^2 \text{K}$].
- L_c : Longitud característica [m].
- Conductividad térmica del fluido (W/m K).

Placas verticales, $T_s = \text{constante}$

Para una placa vertical, su longitud característica es la altura L , en el **Anexo 26** se puede apreciar las relaciones promedio para el cálculo del número de Nusselt en una placa vertical isotérmica.

La ecuación más acertada para este tipo de cálculo es de Churchill y Chu, 1975, ya que es aplicable para todo valor del número de Rayleigh.

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{Ec. (31)}$$

Cilindro Horizontal

Se puede definir con la ecuación para cilindros horizontales del Anexo 26 en donde la condición de aplicabilidad es de $Ra_D \leq 10^{12}$.

$$Nu_L = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 * Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{Ec. (32)}$$

2.2.12.6. Radiación. La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio intermedio (Cengel, 2007).

Si el flujo de calor emitido por una superficie real es menor que la de un cuerpo negro a la misma temperatura véase el Anexo 27, se determina mediante la siguiente expresión.

$$\dot{Q}_{rad} = A_1 * \varepsilon_1 * \sigma * [(T_1)^4 + (T_2)^4] \quad \text{Ec. (33)}$$

Siendo:

- $\dot{Q}_{rad}$: Transferencia de calor por Radiación [kW].
- ε_1 : Factor de emisividad del cuerpo pequeño véase el Anexo 28.
- A_1 : Área superficial [m^2].
- σ : Constante de Stefan-Boltzman [$5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$].
- T_1 : Temperatura absoluta del cuerpo pequeño que emite radiación [K].

- T_2 : Temperatura absoluta de la cavidad grande que adsorbe radiación [K].

2.2.12.6.1. Pérdida de calor por radiación. La pérdida de calor por radiación de una caldera es la energía que se disipa desde las superficies externas de la caldera en forma de ondas electromagnéticas debido a su temperatura. Esta pérdida de calor depende de la temperatura de la superficie de la caldera, la emisividad de la superficie, la temperatura del entorno circundante y el área superficial expuesta. La radiación es una forma significativa de transferencia de calor, especialmente a altas temperaturas, y representa una pérdida de energía que reduce la eficiencia general de la caldera (Cengel, 2007).

$$q_6 = \frac{H_6}{H_T} * 100\% \quad \text{Ec. (34)}$$

Donde:

- H_6 : Es la potencia pérdida por radiación [kW].
- H_T : Es la potencia total de la combustión aire y combustible [kW].

$$H_6 = \sum Q_{rad} \quad \text{Ec. (35)}$$

Donde:

- $\sum Q_{rad}$: Sumatoria de calor por radiación en todas las superficies de estudio [kW].

Asimismo, la potencia total de combustión (Çengel & Boles, 2019):

$$H_T = H_a + H_f \quad \text{Ec. (36)}$$

Es decir:

$$H_T = (\dot{m}_a * Cp_a * T_a) + \dot{m}_c * (PCI + Cp_c * T_c) \quad \text{Ec. (37)}$$

Donde:

- H_T : Potencia calorífica total [kW].
- H_a : Potencia calorífica del aire [kW].
- H_f : Potencia calorífica del combustible [kW].
- PCI : Poder calorífico inferior [$\frac{kJ}{kg}$].
- $\dot{m}_a$: Flujo másico de aire [$\frac{kg}{s}$].
- $\dot{m}_c$: Flujo másico de combustible [$\frac{kg}{s}$].
- Cp_a : Calor específico a presión constante del aire [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$].
- Cp_c : Calor específico a presión constante del combustible [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$].
- T_a : Temperatura del aire en quemador [K].
- T_c : Temperatura del combustible [K].

2.2.13. Calor

El calor es la forma de transferencia de energía térmica entre dos sistemas o entre un sistema y su entorno, debida exclusivamente a una diferencia de temperaturas. Se trata de un proceso espontáneo que fluye desde el cuerpo de mayor temperatura hacia el de menor temperatura, hasta alcanzar el equilibrio térmico. Es importante diferenciarlo de la energía térmica (energía interna asociada al movimiento molecular), ya que el calor no es una propiedad intrínseca de un sistema, sino un mecanismo de intercambio energético (Semansky, 2019).

2.2.13.1. Calor sensible. El calor sensible es la cantidad de energía térmica intercambiada entre un sistema y su entorno, o entre partes de un sistema, que produce un cambio de temperatura sin alterar la fase (estado físico) de la sustancia (Incropera & De Witt, 1999). Matemáticamente, se calcula mediante la fórmula:

$$Q = C_p * m * \Delta T \quad \text{Ec. (38)}$$

Donde:

- Q : Calor sensible [J, Cal].
- m : Masa de la sustancia [kg].
- C_p : Calor específico de la sustancia [$\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$].
- ΔT : Incremento de la temperatura [$^{\circ}\text{C}$, K].

2.2.14. Poderes Caloríficos

Se define como Poder Calorífico de un combustible, a la cantidad de calor que genera una porción de masa de combustible al oxidarse completamente a presión atmosférica (García, 2001).

2.2.14.1. Poder calorífico superior. También conocido como "capacidad calorífica", es la cantidad total de calor liberado por la combustión completa de una unidad de combustible. Incluye el calor latente de vaporización del agua presente en los productos de combustión (Redhead, 2019).

2.2.14.2. Poder calorífico inferior. Es similar al PCS, pero no incluye el calor latente de vaporización del agua. El PCI es más relevante en la práctica, ya que el agua de la combustión a menudo se escapa como vapor y no se recupera su calor latente (Masache, 2016).

El poder calorífico lo podemos hallar de acuerdo a la capacidad calorífica del combustible mostrada en el Anexo 20-C.

2.2.14.2.1. Cálculo Aproximado del PCI del Diésel DB5 S50 UV:

1. Poder Calorífico Superior del diésel DB5 S50 UV es:

➤ 136.45 MJ/GAL

2. Factor de conversión PCI:

➤ $PCI \approx PCS - (\text{Calor latente de vaporización del agua en productos de combustión})$.

➤ Se usa un factor de conversión estándar entre PCS y PCI para combustibles Diesel.

En este caso se asume un 8% de reducción.

3. Cálculo del PCI:

• Calor de condensación del agua formada = $136.45 \text{ MJ/GAL} * 0.08 = 10.92 \text{ MJ/GAL}$.

• $PCI = 136.45 \text{ MJ/GAL} - 10.92 \text{ MJ/GAL} = 125.53 \text{ MJ/GAL}$.

Tabla 2.3

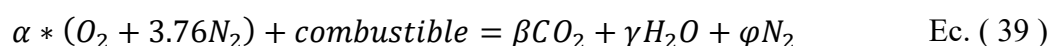
Poder calorífico superior e inferior del DIESEL PREMIUM.

Poder calorífico del Diesel Premium	
Poder calorífico Superior	43330.21 kJ/kg
Poder calorífico Inferior	39860.45 kJ/kg

Nota. Las conversiones realizadas de MJ/GAL a kJ/kg se realizó utilizando una densidad del Diésel de aproximadamente 832 kg/m^3 .

El balance en un sistema de combustión se basa en relacionar o equilibrar la masa de los reactantes y los productos durante el periodo de la reacción química (Cotrina, 2018)

2.2.14.3. Balance en combustión ideal o completa. Esto se produce cuando existe una oxidación total de todos los elementos que constituyen el combustible. Para el caso se tiene la siguiente ecuación (Geovanny, 2010).



Donde:

- α : Número de moles del oxígeno [kg/kmol].
- β : Número de moles del dióxido de carbono [kg/kmol].
- γ : Número de moles del agua [kg/kmol].

- φ : Número de moles del nitrógeno [kg/kmol].

2.2.14.4. Balance en combustión real o incompleta. Se presenta cuando los componentes del combustible no se oxidan completamente, apareciendo en los gases de combustión CO, H_2O , N_2 y exceso de O_2 (Geovanny, 2010).

$$\alpha * a_t * (O_2 + 3.76N_2) + combustible = \beta CO_2 + \gamma CO + \delta C + \lambda O_2 + \mu H_2O + \varphi N_2 \quad \text{Ec. (40)}$$

Donde:

- α : Número de moles del oxígeno [kg/kmol].
- a_t : Porcentaje de aire teórico.
- β : Número de moles del dióxido de carbono [kg/kmol].
- γ : Número de moles del monóxido de carbono [kg/kmol].
- δ : Número de moles del carbono [kg/kmol].
- λ : Número de moles del oxígeno libre [kg/kmol].
- μ : Número de moles del agua [kg/kmol].
- φ : Número de moles del nitrógeno [kg/kmol].

2.2.14.5. Ratio de combustión. Es la relación entre la masa de aire en combustión incompleta y la masa del combustible. Refleja el consumo másico de aire en referencia a un 1 Kg de combustible (Redhead, 2019).

$$r_{(a/c)} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{\alpha * a_t * (O_2 + 3.76N_2)}{m_c} \quad \text{Ec. (41)}$$

Donde:

- $r_{(a/c)}$: Relación aire combustible [kg aire/ kg combustible]

Por lo tanto , el flujo másico de aire es:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_c * r_{(a/c)} \quad \text{Ec. (42)}$$

Finalmente, el flujo másico de los gases residuales es:

$$\dot{m}_{GR} = (r_{(a/c)} + 1) * \dot{m}_c \quad \text{Ec. (43)}$$

2.2.15. Sistemas de Recuperación de Calor (Economizadores).

La implementación de sistemas de recuperación de calor en calderas, referidos al diseño de intercambiadores de calor para elevar la temperatura del agua de alimentación y aire, contribuyen a reducir el consumo directo del combustible, además de reducir la cantidad de masa de gases residuales evacuados por unidad de tiempo (Francisco et al., 2010).

2.2.16. Sistema de Recuperación de vapor Flash

La recuperación del vapor flash en tanques de revaporizado de purgas continuas, contribuye a reducir los costos de operación de un caldero y a mejorar el impacto ambiental. El vapor flash tiene el mismo comportamiento que el vapor saturado, se forma al evacuar el condensado de las purgas a la misma presión máxima de servicio del caldero a un tanque de revaporizado en el cual expuesto a una temperatura y presión separa el condensado en dos fases: vapor flash y lodo debido a la dureza del agua (Redhead, 2019).

El porcentaje de vapor flash, que se puede recuperar en el condensado de purgas (Redhead, 2019) es:

$$F = \frac{h_{agua,saturada} - h_{agua,líquida}}{h_{vapor} - h_{agua,líquida}} \quad \text{Ec. (44)}$$

Donde:

- F: Fracción de vapor FLASH.

- h_{vapor} : Entalpia de vaporización a la salida de la trampa de vapor [kJ/kg].
- $h_{agua, líquida}$: Entalpia de líquido saturado a la entrada de la caldera [kJ/kg].
- $h_{agua, saturada}$: Entalpia de líquido saturado a la salida de la caldera [kJ/kg].

El flujo másico de vapor flash (Redhead, 2019):

$$\dot{m}_{vapor} = F * \dot{m}_{purgas} \quad \text{Ec. (45)}$$

Donde:

- $\dot{m}_{vapor}$: Flujo másico de vapor flash [kg/s].
- $\dot{m}_{purgas}$: Flujo másico de purgas de las calderas [kg/s].
- F : Fracción de vapor FLASH.

2.2.17. Flujo de caja

El flujo de caja o también conocido como la Cash Flow es una herramienta contable que facilita llevar registros de las entradas y salidas del efectivo de una entidad en diferentes etapas de las actividades de una institución. Este instrumento ayuda a conocer la liquidez de la entidad para determinar la capacidad de gasto, de esta forma exista liquidez para realizar nuevas inversiones en otras actividades (Castañeda, 2021). Además, Cuesta y Vásconez (2021) indican que el flujo de caja facilita la toma de decisiones en la estructura financiera, como conocer en qué actividades se generan más liquidez para una empresa y a donde se destinan la gran parte de recursos, y ver si una empresa va requerir financiamiento a corto plazo mediante las proyecciones en efectivo.

2.2.18. Evaluación Económica

2.2.18.1. Valor Actual Neto (VAN)

El Valor Actual Neto (VAN) se define como un método financiero que permite evaluar la rentabilidad de un proyecto o inversión a lo largo del tiempo. Este indicador se obtiene al

descontar los flujos de caja futuros generados por el proyecto a una tasa determinada, que generalmente corresponde al costo de capital o a la tasa mínima de rentabilidad requerida. Cuando el VAN resulta positivo, significa que los ingresos proyectados superan el costo inicial de la inversión, indicando que el proyecto es económicamente viable (Liaño et al., 2021). Este indicador es ampliamente utilizado en la gestión de proyectos industriales y empresariales, ya que no solo considera los ingresos generados, sino también el valor temporal del dinero. Además, facilita la comparación entre distintas alternativas de inversión, contribuyendo a la optimización de recursos financieros y a la maximización del valor económico para la organización (Liaño et al., 2021).

$$VAN = \sum_{N=1}^n \frac{Q_n}{(1 + TIR)^n} - I = 0$$

Donde:

Q_n = flujo de caja del periodo n

N = N° de periodos

I = Valor de inversión

2.2.18.2. Tasa Interna de Retorno (TIR)

La Tasa Interna de Retorno (TIR) corresponde a la tasa de descuento que hace que el Valor Actual Neto (VAN) de un proyecto sea igual a cero. En otras palabras, la TIR indica la rentabilidad porcentual que se espera obtener del proyecto. Si la TIR calculada es superior a la tasa mínima de rendimiento exigida por la entidad o empresa, se considera que la inversión es favorable y debe ser aceptada (Liaño et al., 2021).

Este indicador es útil para comparar la eficiencia financiera entre distintos proyectos y para evaluar la viabilidad de inversiones bajo distintas condiciones económicas. La TIR proporciona una medida clara y directa del rendimiento del capital invertido, siendo especialmente relevante

cuando se enfrentan decisiones entre varias opciones con diferentes perfiles de riesgo y retorno (Liaño et al., 2021).

$$TIR = \left(-I + \left(\frac{FC}{(1 + X^n)} \right) \dots \right) = 0$$

Donde:

FC= Flujo de caja neto

X= Tasa de descuento

n= Periodo de tiempo

I=Inversión inicial

2.2.18.3. Costos en la evaluación económica

La evaluación económica de un proyecto requiere identificar y cuantificar los costos involucrados, tanto los costos iniciales de inversión como los costos operativos durante su vida útil. Los costos de inversión incluyen la adquisición y montaje de equipos, materiales, aislamiento térmico y accesorios necesarios para la implementación de las mejoras. Por su parte, los costos operativos comprenden los gastos recurrentes como el consumo de combustible, el uso de agua tratada, mantenimiento y mano de obra (Liaño et al., 2021).

Una adecuada estimación de estos costos es fundamental para determinar los beneficios económicos que el proyecto puede generar, ya que permite calcular indicadores financieros como el VAN y la TIR con mayor precisión. Así, la evaluación económica aporta información esencial para la toma de decisiones estratégicas, asegurando la rentabilidad y sostenibilidad del proyecto a mediano y largo plazo (Liaño et al., 2021).

CAPITULO III

3. DEMANDA ENERGÉTICA DE LAS CALDERAS DEL COMEDOR

UNIVERSITARIO

3.1. Evolución e implementación del comedor universitario en función del número de comensales

El comedor universitario forma parte del bienestar universitario de la UNSAAC. Su misión es proporcionar una alimentación completa y balanceada a los estudiantes, priorizando el acceso a estudiantes de bajos recursos económicos.

En el año 2010, el comedor prestaba servicio en las antiguas instalaciones ubicadas al costado de la caja central de la universidad. En ese entonces, la casa de máquinas contaba con una caldera de 75 BHP con la cual se brindaba servicio a 2000 comensales. Por motivos de antigüedad y continuas averías, en el año 2011 se adquirió una nueva caldera de 80 BHP con el cual pudieron aumentar el número de comensales de 2000 a 2400.

En el año 2011 se inauguró el nuevo comedor con la proyección de brindar servicio a 5000 comensales y para ello, se adquirió una nueva caldera de 150 BHP el cual entró en funcionamiento en el año 2012. En ese año, aún se prestaba servicio a 2400 comensales en las instalaciones antiguas, pero ya se ponía a prueba la nueva caldera con sus respectivos dispositivos para cocinar los segundos.

En el año 2016 con el antiguo comedor ya clausurado, el nuevo comedor ya estaba en marcha con sus nuevas instalaciones y equipos. Gracias a esta nueva infraestructura, el número de comensales aumento a 3000. Ese mismo año, la caldera de 80 BHP fue trasladada al nuevo establecimiento con el propósito de servir como caldera auxiliar en caso de una posible avería o mantenimiento en la nueva caldera. En el año 2024, el comedor universitario brinda servicio a 3200 comensales priorizando a los alumnos de escasos recursos económicos y con la

esperanza de que amplie la nueva infraestructura para aumentar el número de comensales a 5000.

Figura 3.1

Evolución e implementación del comedor universitario en función del número de comensales



Nota. Elaboración propia basado en “evolución del comedor” Quispe, (2024).

3.2.Demanda Energética de Vapor

Dentro del comedor universitario, están instalados los dispositivos que consumen vapor y son los que se encargan de cocer los alimentos y de calentar el agua.

Dentro del comedor universitario podemos encontrar:

1. Área de cocina

De acuerdo a lo obtenido por observación directa en el ambiente, en la Tabla 3.1 se encuentran los equipos que consumen vapor dentro del comedor universitario:

Tabla 3.1

Equipos que consumen vapor en el área de la cocina.

CANTIDAD	EQUIPOS	USO	CAPACIDAD (L)
03	Marmitas	Sopa	500
01	Marmita	Refresco	500
01	Marmita	Postre	500
03	Marmitas	Arroz	300
03	Autoclaves	Guiso(segundo)	500

Nota. Elaboración propia

Se realiza el análisis de la cantidad de vapor para cada uno de los equipos utilizados en el área de cocina, se utilizan las siguientes ecuaciones:

a) Marmita de 500 L donde se prepara la sopa (Menestrón)

Una de las sopas que se sirve en el comedor es el menestrón.

Figura 3.2

Marmita de 500L



Nota. Imagen tomada por medios propios

Tabla 3.2

Información registrada en la marmita y la sopa(menestrón).

Información registrada	resultado
Capacidad de la marmita	500 L
Presión generada dentro de la camisa de la marmita	1.5 Psi
Volumen de la camisa por donde circula el vapor (10% de condensado)	0.257 m ³
Eficiencia de la marmita	80 %
Tipo de comida que se cocina generalmente	Menestrón
Densidad del menestrón (sopa final)	1030 kg/m ³
Calor específico del menestrón (sopa final)	3900 J/kg °C
Volumen de la cantidad de menestrón que se prepara	0.474 m ³
Temperatura inicial del agua que ingresa a la marmita	12.5°C

Temperatura a la que se cuecen los alimentos (Menestrón)	97 °C
dentro de la marmita.	

Tiempo de cocción del menestrón	2 h
---------------------------------	-----

Nota. Elaboración propia basado en “Información técnica de la marmita y el proceso de cocción de la sopa” Quispe, (2024).

Para hallar el flujo másico de vapor que requiere cada equipo, necesitamos conocer algunos parámetros que nos facilitarán el cálculo. Los pasos para calcularlo son:

Primero se halla la masa del menestrón:

$$\rho_{menestrón} = \frac{m_{menestrón}}{V_{menestrón}}$$

$$1030 \text{ kg/m}^3 = \frac{m_{menestrón}}{0.474 \text{ m}^3}$$

$$m_{menestrón} = 488.22 \text{ kg}$$

Entonces, la energía requerida por el menestrón es:

$$Q_{menestrón} = C p_{menetrón} * m_{menestrón} * \Delta T$$

$$Q_{menestrón} = 3900 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} * 488.22 \text{ kg} * (97 ^\circ\text{C} - 12.5 ^\circ\text{C})$$

$$Q_{menestrón} = 160.948 \text{ M J}$$

Entonces, se convierte la presión manométrica a presión absoluta tomando en cuenta que la presión atmosférica estándar que es igual a 14.7 PSI.

$$P_{vapor,absoluta} = P_{vapor,manométrica} + P_{atmosférica,Cusco}$$

$$P_{vapor,absoluta} = 1.5 \text{ PSI} + 14.7 \text{ PSI}$$

$$P_{vapor,absoluta} = 16.2 \text{ PSIA}$$

$$P_{vapor,absoluta} = 111.7 \text{ kPa}$$

Después de eso, Teniendo la presión de 111.7 kPa (1.117 bar), buscamos las propiedades del vapor en el **Anexo 2I**. El calor latente de vaporización es de:

$$\text{➤ } h_{fg} = 2249.9 \text{ kJ/ kg}$$

La energía total que debe suministrar el vapor es de:

$$Q_{vapor\ necesario} = \frac{Q_{menestrón}}{\eta}$$

$$Q_{vapor\ necesario} = \frac{160.948\text{ MJ}}{0.80}$$

$$Q_{vapor\ necesario} = 201.185\text{ MJ}$$

Finalmente, se calcula la masa de vapor consumida

$$M_{vapor\ total} = \frac{Q_{vapor\ necesario}}{h_{fg}}$$

$$M_{vapor\ total} = \frac{201.185\text{ MJ}}{2249.9\text{ kJ/kg}}$$

$$M_{vapor\ total} = 89.419\text{ kg}$$

Adicional a eso, el tiempo de cocción del menestrón es de 2 horas por lo que el flujo másico de vapor es de:

$$\dot{m}_{VS} = \frac{M_{vapor\ total}}{t_{calentamiento}}$$

$$\dot{m}_{VS} = \frac{89.419\text{ kg}}{7200\text{ s}}$$

$$\therefore \dot{m}_{VS} = 0.0124\text{ kg/s}$$

b) Marmita de 500 L donde se prepara refresco (té).

Tabla 3.3

Información registrada en la marmita y el mate de té.

Información registrada	resultado
Capacidad de la marmita	500 L
Presión generada dentro de la camisa de la marmita	1.5 Psi
Volumen de la camisa por donde circula el vapor (10 % de condensado)	0.257 m ³
Eficiencia de la marmita	80 %
Tipo de bebida que generalmente se da con el almuerzo	Mate de té
Densidad del agua con té (bebida final)	1000 kg/m ³
Calor específico del agua con té (bebida final)	4180 J/kg·K
Volumen de la cantidad de mate que se prepara	0.474 m ³
Temperatura inicial del agua que ingresa a la marmita	12.5°C
Temperatura a la que hierve el refresco dentro de la marmita.	90 °C
Tiempo en tener listo el mate de té	1 h

Nota. Elaboración propia basado en “Información técnica de la marmita y el proceso de cocción del mate de té” Quispe, (2024).

Realizando los cálculos anteriores, la cantidad necesaria de vapor para preparar el mate de té es de 85.230 kg y el flujo másico de vapor que circula por la camisa de la marmita en una hora es de 0.0237 kg/s

c) Marmita de 500 L donde se prepara el postre (compota de higo).

Tabla 3.4

Información registrada en la marmita y la compota de higo.

Información registrada	resultado
Capacidad de la marmita	500 L
Presión generada dentro de la camisa de la marmita	1.5 Psi
Volumen de la camisa por donde circula el vapor (10 % de condensado)	0.257 m ³
Eficiencia de la marmita	80 %
Tipo de postre que generalmente se da con el almuerzo	Compota de higo
Densidad de la compota de higo (mezcla final)	1320 kg/m ³
Calor específico de la compota de higo (mezcla final)	3200 J/kg·K
Volumen de la cantidad de postre que se prepara	0.474 m ³
Temperatura inicial del agua que ingresa a la marmita	12.5°C
Temperatura a la que hierve la compota de higo	92 °C
Tiempo en tener listo la compota de higo	1 h

Nota. Elaboración propia basado en “Información técnica de la marmita y el proceso de cocción del postre” Quispe, (2024).

Realizando los cálculos anteriores, la cantidad necesaria de vapor para preparar la compota de higo es de 88.20 kg y el flujo másico de vapor que circula por la camisa de la marmita en una hora es de 0.0245 kg/s.

d) Marmita de 300 L donde se prepara el arroz integral

El arroz integral que sirve como acompañante al guiso(Segundo) en el almuerzo.

Figura 3.3

Marmita de 300L



Nota. Imagen tomada por medios propios.

Tabla 3.5

Información registrada en la marmita y el arroz.

Información registrada	resultado
Capacidad de la marmita	300 L
Presión generada dentro de la camisa de la marmita	1.09 Psi
Volumen de la camisa por donde circula el vapor (10% de condensado)	0.054 m ³
Eficiencia de la marmita	80 %
Producto que se cocina	Arroz
Densidad del arroz	1050 kg/m ³
Calor específico para una mezcla de agua y arroz (relación 2:1)	3850 J/kg °C
Volumen de la cantidad de arroz	0.284 m ³

Temperatura inicial del agua que ingresa a la marmita	12.5°C
Temperatura a la que se cuece el arroz.	95 °C
Tiempo de cocción del arroz	1h

Nota. Elaboración propia basado en “Información técnica de la marmita y el proceso de cocción del arroz” Quispe, (2024).

Realizando los cálculos anteriores, la cantidad necesaria de vapor para preparar el arroz es de 52.624 kg y el flujo másico de vapor que circula por la camisa de la marmita en una hora y media es de 0.0146 kg/s.

e) Autoclave de 500 L donde se prepara el guiso (seco de cordero)

El seco de cordero como guiso dentro de la preparación en el comedor universitario.

Figura 3.4

Autoclave de 500L



Nota. Imagen tomada por medios propios

Tabla 3.6

Autoclave y el Guiso de referencia(Seco de cordero).

Información registrada	resultado
Capacidad	500 L
Presión generada dentro de la camisa de la marmita	1.5 Psi
Volumen de la camisa por donde circula el vapor (10% de condensado)	0.328m ³
Eficiencia de la marmita	80 %
Producto que se cocina	Guiso(seco de cordero)
Densidad del seco de cordero	1060 kg/m ³
Calor específico estimado para el seco de cordero	3700 J/kg· K
Volumen de la cantidad de seco de cordero	0.467 m ³
Temperatura inicial del agua que ingresa a la marmita	12.5°C
Temperatura a la que se cuece el seco de cordero.	121 °C
Tiempo de cocción del seco de cordero	2 h

Nota. Elaboración propia basado en “Información técnica del autoclave y el proceso de cocción del guiso” (Quispe, 2024).

Realizando los cálculos anteriores, la cantidad necesaria de vapor para preparar el arroz es de 110.371 kg y el flujo másico de vapor que circula por la camisa de la marmita en una hora y media es de 0.0153 kg/s.

2. Dotación de agua caliente

El comedor universitario cuenta con un intercambiador de calor el cual calienta el agua contenida en su interior por medio del vapor de agua que genera la caldera. El agua

caliente es utilizada para el lavado de bandejas, utensilios y el aseo del personal que labora en la cocina.

El tanque intercambiador que posee el comedor universitario cuenta con una capacidad de 400 GAL, tiene un diámetro de 45", altura de 68" y está fabricado por la empresa MANSER S.A C.

El Anexo 18 muestra como de halla el flujo másico de agua en el tanque de condensados II y el Anexo 19 muestra un intercambiador parecido de la marca INTESA, el cual cumple la función de calentar el agua para fines industriales.

Figura 3.5

Intercambiador de calor para la dotación de agua caliente



Nota. Imagen tomada por medios propios.

Para hallar el flujo másico de vapor que consume el intercambiador de calor, necesitamos conocer algunas características del dispositivo vistas en la Tabla 3.7 :

Tabla 3.7

Información registrada en el intercambiador

Información registrada	resultado
Capacidad del intercambiador	400 GAL
Presión generada dentro del intercambiador	60 PSI
Presión con la ingresa el vapor al intercambiador	20 PSI
Eficiencia del intercambiador	80 %
Sustancia que provee al comedor	Agua caliente
Densidad del agua	1000 kg/m ³
Calor específico del agua	4.186 kJ/kg · K
Caudal de agua caliente que sale del intercambiador	700 GAL/h
Temperatura inicial del agua que ingresa al intercambiador	12.5 °C
Temperatura final del agua que sale del intercambiador	60 °C

Nota. Elaboración propia basado en “Información técnica recolectada del intercambiador de calor ” (Quispe, 2024).

El intercambiador es usado con mayor frecuencia un total de 4 horas, desde las 11:00 AM hasta las 2:00 PM consumiendo en total al día 2800 GAL .

Flujo másico de vapor

Primero se halla el calor útil, Sabiendo que flujo másico de agua es de 0.736 kg/s.

$$Q_{util} = Cp * \dot{m}_{agua} * \Delta T$$

$$Q_{util} = 4.186 \text{ kJ/kg} \cdot K * 0.736 \text{ kg/s} * (60 \text{ °C} - 12.5 \text{ °C})$$

$$Q_{util} = 146.342 \text{ kJ/s}$$

Enseguida, el calor real que debe de absorber el agua dentro del intercambiador con un 80 % de eficiencia es de:

$$Q_{real} = \frac{Q_{util}}{\eta}$$

$$Q_{real} = \frac{146.342 \text{ kJ/s}}{0.80}$$

$$Q_{real} = 182.927 \text{ kJ/s}$$

Entonces, convertimos la presión manométrica a presión absoluta tomando en cuenta que la presión atmosférica estándar es igual a 14.7 PSI.

$$P_{vapor,absoluta} = P_{vapor,manométrica} + P_{atmosférica,Cusco}$$

$$P_{vapor,absoluta} = 20 \text{ PSI} + 14.7 \text{ PSI}$$

$$P_{vapor,absoluta} = 34.7 \text{ PSIA}$$

$$P_{vapor,absoluta} = 239.2 \text{ kPa}$$

Después de eso, teniendo la presión de 239.2 kPa (2.392 bar), buscamos las propiedades del vapor en el **Anexo 2I**. El calor latente de vaporización es de:

$$\text{➤ } h_{fg} = 2186.5 \text{ kJ/ kg}$$

Finalmente, el flujo másico de vapor es de:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{Q_{real}}{h_{fg}}$$

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{182.927 \text{ kJ/s}}{2186.5 \text{ kJ/ kg}}$$

$$\therefore \dot{m}_{vapor} = 0.0836 \text{ kg/s}$$

Tabla 3.8

Demanda energética de los dispositivos del comedor universitario de la UNSAAC frente a la oferta energética de las calderas.

Cantida d	Dispositivo	Capacidad (L)	Eficiencia (%)	tipo de alimento que se prepara	Nombre del alimento (referencia)	Tiempo se cocción (H)	Cantidad de vapor que se requiera para la cocción (kg)	Flujo másico de vapor (kg/s)	Numero de tandas por día	Cantidad de vapor que se consume al día (kg)
03	Marmitas	500	80	sopa	menestrón	2	89.419	0.0124	02	536.517
01	Marmita	500	80	refresco	té	1	85.23	0.0237	01	85.32
01	Marmita	500	80	postre	compota de higo	1	88.2	0.0245	01	88.2
03	Marmitas	300	80	Cereal	arroz (integral)	1	52.624	0.0146	02	315.744
03	Autoclaves	500	80	segundo (guiso)	seco de cordero	2	110.371	0.0153	02	660.96
Demanda energética de las marmitas y el autoclave										1,686.741
Cantida d	Dispositivo	Capacidad (GAL)	Eficiencia (%)	Dotación	Calor necesario (kJ/s)	Presión de vapor a la entrada del de intercambia dor (PSI)	Calor real(kJ/s)	Flujo másico de vapor (kg/s)	Numero de tandas por día	Cantidad de vapor que se consume al día (kg)
01	Intercambiador	400	80	Agua caliente	146.342	20	182.927	0.0836	04	1,203.84
Demanda energética del intercambiador de calor										1,203.84
Demanda energética total de vapor por parte de los dispositivos instalados en el comedor universitario de la UNSAAC										2,890.581

Capacidad de la caldera (BHP)	Flujo másico de vapor que genera la caldera (kg/s)	tiempo promedio de dotación de vapor (H)	Número de veces que la caldera provee de vapor a los dispositivos por día	cantidad de vapor que produce la caldera al día (kg)	Relación entre la oferta y demanda de vapor	Cantidad de vapor excedente (kg)
150	0.652	0.805	10	18,894.96	6.537	16,004.379
80	0.348	0.09	29	3,269.808	1.131	379.227

Nota. Elaboración propia

3.3. Demanda Energética de la Caldera de 150 BHP

3.3.1.1.Demanda energética primaria (Combustible). La caldera de 150 BHP trabaja 10 horas con 25 min de martes a viernes desde las 5:30 AM hasta las 3:55 PM . Durante ese proceso, la caldera realiza las fases de arranque, barrido, ignición y apagado.

El consumo de combustible se da en la fase de Ignición y este proceso lo realiza un total de 11 veces durante todo el día. El combustible que utiliza la caldera es el Diesel Premium DB5 S50.

La demanda energética primaria se realizó midiendo la cantidad de GAL de combustible que la caldera consume en todo el año 2024.

Tabla 3.9

Consumo de combustible de la caldera de 150 BHP en el periodo 2024.

Meses de operación de la caldera	Consumo de combustible mensual (GAL)
Enero	1080.3
Mayo	739.8
Junio	907.2
Julio	739.3
Agosto	46.5
Setiembre	379.9

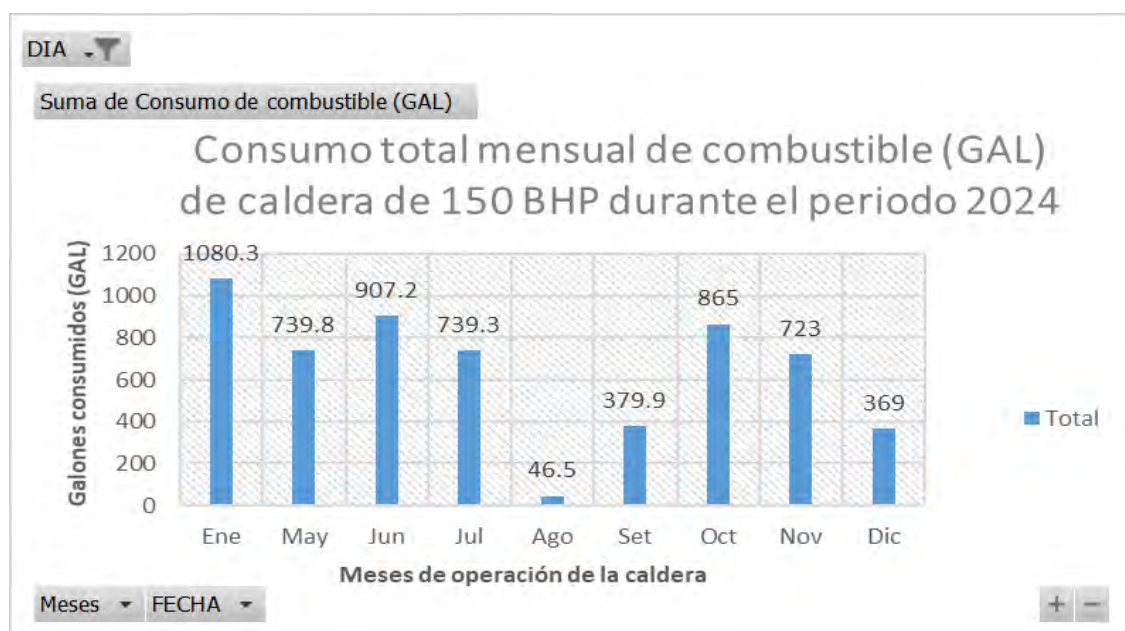
Octubre	865
Noviembre	723
Diciembre	369

Nota. Elaboración propia basado en “Monitoreo del consumo de combustible” (Quispe, 2024)

La Figura 3.6 representa de mejor manera a la Tabla 3.9:

Figura 3.6

Registro anual del consumo de combustible (GAL) de la caldera de 150 BHP



Fuente. Elaboración propia en base al registro de gasto de combustible.

La cantidad total de combustible que consumió la caldera de 150 BHP en el año 2024 fue de 5850 GAL. Haciendo la conversión y tomando en cuenta los siguientes parámetros, obtenemos la cantidad equivalente de energía que se consumió al año:

Tabla 3.10

Propiedades físicas del Diesel Premium DB5 S50

Propiedades del combustible	Equivalencias
Densidad	0.835 kg/L
Poder Calorífico	39860.45 kJ/kg

Nota. Propiedades del combustible. Tomada de (<https://www.petroperu.com.pe/Docs/spa/files/productos/especificaciones-tecnicas-para-el-diesel-b5-s50.pdf>).

$$E = Consumo_{comb.} * Litros_{comb.} * \rho_{comb.} * PCI_{comb.}$$

$$E = 5850 \text{ GAL} * 3.785 \frac{\text{L}}{\text{GAL}} * 0.835 \frac{\text{kg}}{\text{L}} * 39,860.45 \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore E = 737.05 \text{ GJ/año}$$

Por lo tanto, la caldera de 150 BHP consumió en el año 2024 un total de 737.05 GJ de energía en forma de combustible.

3.3.1.2.Demanda energética secundaria (electricidad). Se refiere al consumo de energía eléctrica asociado a los equipos auxiliares y sistemas de control necesarios para el funcionamiento óptimo, automatizado y seguro de un sistema energético primario (caldera de 150 BHP). Esta demanda no corresponde a la energía principal transformada (calor de combustión), sino a la requerida para operar componentes periféricos que garantizan su eficiencia, regulación y continuidad operativa.

Elementos característicos incluyen:

- Dispositivos de circulación (bombas de agua/combustible).
- Sistemas de ventilación forzada (ventiladores).
- Equipos de monitoreo y automatización (tableros, paneles de control).

Importancia:

Aunque suele representar un porcentaje menor frente a la demanda primaria, su optimización es crucial para la eficiencia global del sistema, la reducción de pérdidas indirectas y la sostenibilidad operativa. En auditorías energéticas, su medición diferenciada permite identificar oportunidades de ahorro en procesos de apoyo.

La caldera de 150 BHP cuenta con 5 dispositivos periféricos presentados en la Tabla 3.11.

Tabla 3.11

Dispositivos eléctricos que automatizan el funcionamiento de la caldera de 150 BHP

Dispositivos periféricos eléctricos	Representación gráfica
Ventilador eléctrico	
Bomba de combustible	
Bomba de agua	
Tablero de control	
Panel de control del quemador	

Nota. Elaboración Propia.

1. Ventilador eléctrico

Después de la ignición, el ventilador eléctrico realiza la función de barrido de impurezas presentes dentro del hogar en la caldera, así como también, es la responsable de suministrar aire para un correcto proceso de combustión.

Figura 3.7

Ventilador eléctrico responsable de la alimentación de aire en la caldera.



Nota. Elaboración propia.

El ventilador eléctrico que utiliza el quemador cuenta con la siguiente información en la placa Anexo 6-A:

Tabla 3.12

Placa del motor eléctrico del ventilador en la caldera de 150 BHP.

Ventilador instalado por la empresa	Información específica de la placa de
MANSER S. A.	características
Marca	LEESON ELECTRIC
Potencia	5.60 kW (7.5 HP)
Velocidad	3480 rpm
Voltaje	208-230 / 460 V
Corriente a plena carga (FLA)	19.6-18.4 A / 9.2 A

Fases (PHASE)	3
Eficiencia (ϵ)	88.5 %

Nota. Elaboración propia basada en la placa del motor que acciona el ventilador eléctrico.

El ventilador trabaja a 220 V y a una corriente de 19 A (a bajo voltaje), por lo tanto, la potencia aparente en corriente trifásica según la Ec. (2) es :

$$S = V * I * \sqrt{3}$$

$$S = 220 \text{ V} * 19 \text{ A} * \sqrt{3}$$

$$\therefore S = 7.240 \text{ kVA}$$

Teniendo la potencia, se multiplica por el factor de potencia de 0.85 utilizados para motores eléctricos. Utilizando la Ec. (3) se tiene la potencia real.

$$P = S * FP$$

$$P = 7.240 \text{ kVA} * 0.85$$

$$\therefore P = 6.154 \text{ kW}$$

El ventilador eléctrico inicia su operación simultáneamente con el arranque de la caldera. Inicialmente ejecuta el proceso de purga de gases residuales y posteriormente regula el flujo de aire necesario para la fase de ignición del quemador.

El tiempo de operación en la fase de barrido es de 0.02 horas/ fase, la caldera realiza al día un total de 11 fases. Por lo tanto, el tiempo total de barrido es de 0.22 horas por día.

El tiempo de operación en la fase de ignición es de 0.12 horas/ fase, la caldera realiza al día un total de 11 fases. Por lo tanto, el tiempo total de ignición es de 1.32 horas por día.

Por lo tanto, el tiempo Total de Operación del Ventilador es de:

$$\text{Tiempo total} = \text{Tiempo total de "Barrido"} + \text{Tiempo total de "Ignición"}$$

$$\text{Tiempo total} = 0.22 \text{ horas/ día} + 1.32 \text{ horas/ día}$$

$$\text{Tiempo total} = 1.54 \text{ horas/ día}$$

La caldera de 150 BHP operó 93 días, eso quiere decir que el ventilador estuvo trabajando 143.22 horas durante todo el año 2024.

Finalmente, el consumo de energía viene dado por la Ec. (8) :

$$E = P_e * t$$

$$E = 6.154 \text{ kW} * 143.22 \text{ horas}$$

$$\therefore E = 881.376 \text{ kWh}$$

2. Bomba de combustible

El motor eléctrico ubicada debajo de la caldera junto con la bomba es la responsable de presurizar el combustible para una mejor combustión dentro del quemador.

La caldera de 150 BHP cuenta con una bomba presurizadora de combustible con el objetivo de generar una llama lo suficientemente larga como para llegar al otro extremo de la caldera para que, de esa manera, la mecha pueda cubrir todo el volumen del hogar.

Figura 3.8

Motor eléctrico encargada de accionar la bomba presurizadora de combustible.



Nota. Elaboración propia.

El motor eléctrico que acciona la bomba presurizadora de combustible cuenta con la siguiente información técnica en la placa, véase el Anexo 6-B.

Tabla 3.13

bomba de combustible

Bomba instalada por la empresa MANSER S. A.	Información específica de la placa de características
Marca	WEG
Potencia	0.55 kW (0.75 HP)
Voltaje	220/380/440 V
Corriente	2.43/1.41/1.22 A
Factor de potencia	0.85
frecuencia	60 Hz

Nota. Elaboración propia basada en la placa del motor instalado en la bomba de combustible.

La bomba de combustible trabaja a 220 V con una corriente de 2.43 A (a bajo voltaje), por lo tanto, según la Ec. (2) la potencia aparente en corriente trifásica viene dado por :

$$S = V * I * \sqrt{3}$$

$$S = 220 \text{ V} * 2.43 \text{ A} * \sqrt{3}$$

$$\therefore S = 0.528 \text{ kVA}$$

Teniendo esta potencia, se multiplica por el factor de potencia de 0.85 utilizados para motores eléctricos y usando la Ec. (3). La potencia real es de:

$$P = S * FP$$

$$P = 0.528 \text{ kVA} * 0.85$$

$$\therefore P = 0.449 \text{ kW}$$

El tiempo de operación en la fase de ignición es de 0.12 horas/ fase, la caldera realiza al día un total de 11 fases. Por lo tanto, el tiempo total de ignición es de 1.32 horas por día.

La caldera de 150 BHP operó 93 días, eso quiere decir que la bomba de combustible estuvo trabajando 122.76 horas durante todo el año 2024

Finalmente, el consumo de energía viene dado por la Ec. (8) :

$$E = P_e * t$$

$$E = 0.449 \text{ kW} * 122.76 \text{ horas}$$

$$\therefore E = 55.119 \text{ kWh}$$

3. Bomba de agua

La bomba de agua es la responsable de presurizar el agua de alimentación de la caldera

Figura 3.9

Motor eléctrico encargada de presurizar el agua que alimenta a la caldera mediante una bomba.



Nota. Elaboración propia

Tabla 3.14

Información general del motor eléctrico responsable de accionar la bomba presurizadora de agua.

Motor eléctrico	Información específica de la placa de características
Fabricante	SIEMENS
Potencia	7.5 HP
Voltaje	220/380/440 V
Corriente	23.2 /13.4/11.6 A
Factor de potencia	0.79
frecuencia	60 Hz
Eficiencia	80.1 %

Nota. Elaboración propia basada en la información descrita en la placa del motor que acciona la bomba de agua.

El motor eléctrico que acciona la bomba presurizadora de agua trabaja a 220 V con una corriente de 23.2 A. La potencia aparente en corriente trifásica viene dada por la Ec. (2) :

$$S = V * I * \sqrt{3}$$

$$S = 220 \text{ V} * 23.2 \text{ A} * \sqrt{3}$$

$$\therefore S = 5.104 \text{ kVA}$$

Teniendo esta potencia, se multiplica por el factor de potencia de 0.79 utilizados para motores eléctricos, utilizando la Ec. (3) se tiene la potencia real de:

$$P = S * FP$$

$$P = 5.104 \text{ kVA} * 0.79$$

$$\therefore P = 4.032 \text{ kW}$$

La bomba de agua es la encargada de bombear agua a la caldera. Este suministro de agua es crucial para que la caldera genere vapor de forma continua.

Dentro de cada fase de barrido, la bomba de agua opera durante 0.025 horas. Considerando que la caldera ejecuta 11 fases/ día, el tiempo total de funcionamiento de la bomba de agua en estas fases es de 0.275 horas/ día.

La caldera de 150 BHP operó 93 días, eso quiere decir que la bomba de agua estuvo trabajando 25.575 horas durante todo el año 2024.

Finalmente, el consumo de energía viene dado por:

$$E = P * t$$

$$E = 4.032 \text{ kW} * 25.575 \text{ horas}$$

$$\therefore E = 103.118 \text{ kWh}$$

4. Tablero de control

El tablero de control es prácticamente el cerebro de la caldera, asegurando que la máquina opere de manera segura y eficiente.

Figura 3.10

Tablero de control encargada de controlar los dispositivos periféricos



Nota. Elaboración propia

Tabla 3.15*Especificaciones técnicas del tablero de control*

Componentes que conforman el tablero de control MANSER S. A.	Potencia consumida por cada componente
Alarma sonora/visual	30 W
Indicadores luminosos (4 focos Let)	4 W
Contactador / Relés	10 W
Potencia total consumida por los dispositivos	44 W

Nota. Fuente propia basada en los componentes eléctricos del tablero de control.

El tablero de control funciona a un 50 % de su capacidad (factor de utilización) porque no todos los componentes están funcionando a su máxima capacidad, por lo tanto:

$$P = 0.044 \text{ kW} * 0.50$$

$$P = 0.022 \text{ kW}$$

Durante el año 2024, el tablero de control de la caldera se utilizó 93 días, con jornadas de 10 horas y 25 minutos por día , comenzando a las 5:30 AM y terminando a las 3:55 PM.

Por lo tanto, utilizando la Ec. (3), el consumo energético anual del tablero de control es:

$$E = P * t$$

$$E = 0.022 \text{ kW} * 969.06 \text{ h}$$

$$\therefore E = 21.32 \text{ kWh}$$

5. Panel de control del quemador

El panel de control se encarga de gestionar de manera eficiente la combustión del combustible.

Figura 3.11

Panel de control del quemador, encargada de gestionar y supervisar el funcionamiento seguro y eficiente del quemador.



Nota. Elaboración propia.

Tabla 3.16

Información técnica del panel de control del quemador.

Accesorios encontrados en el panel de control de la caldera de 150 BHP	Información específica de cada accesorio
Controles HONEYWELL Mod. EC-7850	
Voltaje de control	220 V
Amperaje del circuito del panel	8.0 A
Voltaje del circuito del panel	220 V
Amperaje del circuito del panel	8.0 A

Nota. Elaboración propia basada en la información técnica de la placa del panel de control del quemador.

Utilizamos la Ec. (5) para hallar la potencia en los controladores.

$$P = V * I$$

$$P_{cont} = 220 \text{ V} * 6.0 \text{ A}$$

$$P_{cont} = 1.320 \text{ kW}$$

Utilizamos la Ec. (5) para hallar la potencia en los circuitos.

$$P = V * I$$

$$P_{circ} = 220 \text{ V} * 8.0 \text{ A}$$

$$P_{circ} = 1.76 \text{ kW}$$

Por consiguiente, la potencia eléctrica total en promedio del panel de control del quemador es la suma de la potencia en los controladores más la potencia que consumen los otros circuitos.

$$P = P_{cont} + P_{circ}$$

$$P = 1.320 \text{ kW} + 1.76 \text{ Kw}$$

$$\therefore P = 1.322 \text{ kW}$$

El tablero de control funciona a un 50 % de su capacidad (factor de utilización) debido a que no todos los componentes están funcionando a su máxima capacidad, por lo tanto:

$$P = 1.332 \text{ kW} * 0.80$$

$$P = 1.058 \text{ kW}$$

Durante el año 2024, el panel de control del quemador de la caldera se utilizó 93 días, con jornadas de 10 horas y 25 minutos por día , comenzando a las 5:30 AM y terminando a las 3:55 PM.

Por lo tanto, según la Ec. (8) el consumo energético anual del panel de control del quemador de la caldera es :

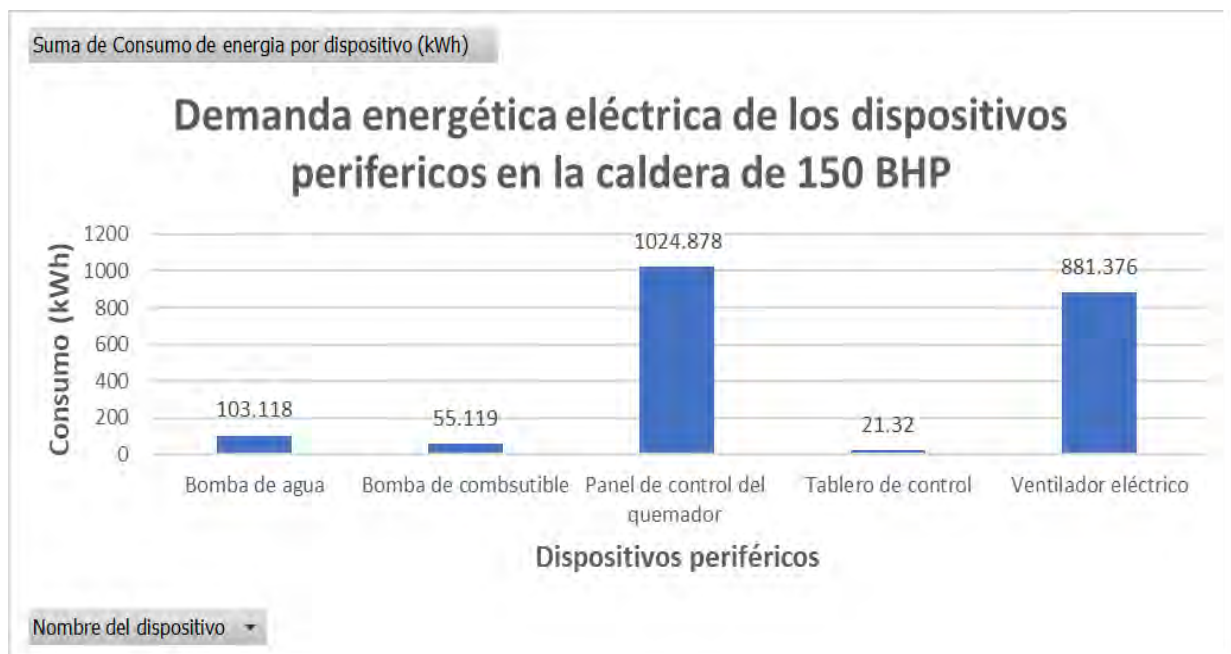
$$E = P * t$$

$$E = 1.058 \text{ kW} * 969.06 \text{ h}$$

$$\therefore E = 1024.87 \text{ kWh}$$

Figura 3.12

Demanda energética eléctrica de los dispositivos



Nota. Elaboración propia basada en el consumo energético secundario (eléctrica)

La demanda energética total consumida por los dispositivos periféricos en el año 2024 por la caldera de 150 BHP fue de 2085.803 kWh.

3.4.Demanda Energética de la Caldera de 80 BHP

3.4.1.1.Demanda energética primaria (Combustible). La caldera de 80 BHP trabaja 9 horas con 42 min solamente los días lunes desde las 5:30 AM hasta las 3:55 PM . Durante ese proceso, la caldera realiza las fases de arranque, barrido, ignición y apagado.

El consumo de combustible se da en la fase de Ignición, y este proceso lo realiza un total de 30 veces durante todo el día. El combustible que utiliza la caldera es el Diesel Premium DB5 S50.

La demanda energética primaria se realizó midiendo la cantidad de GAL de combustible que la caldera consume al año.

Tabla 3.17

Registro del consumo de combustible de la caldera de 80 BHP en el periodo 2024

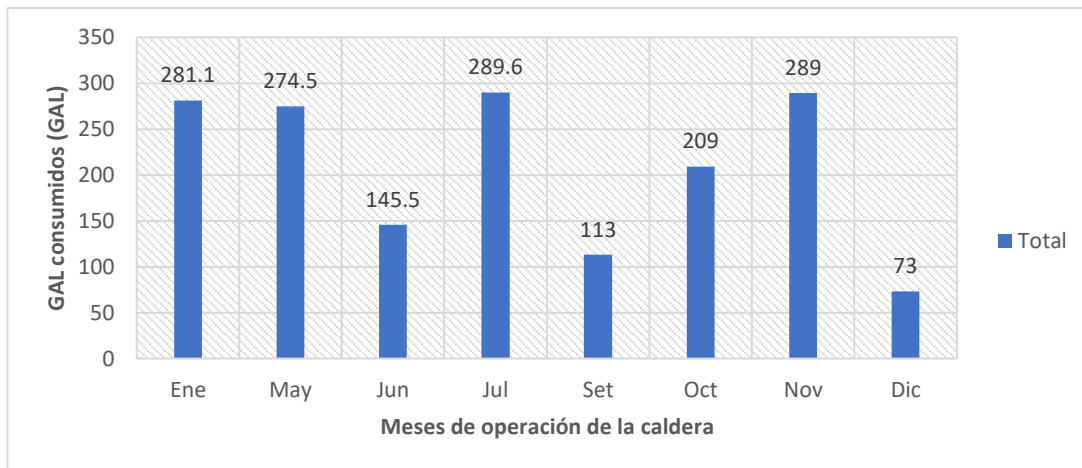
Meses de operación de la caldera	Consumo de combustible mensual (GAL)
Enero	281.1
Mayo	274.5
Junio	145.5
Julio	289.6
Setiembre	113
Octubre	209
Noviembre	289
Diciembre	73

Nota. Elaboración propia basado en “Monitoreo del consumo de combustible” Quispe, (2024)

La **Figura 3.13** que mejor representa a la Tabla 3.17 es:

Figura 3.13

Registro anual del consumo de combustible (GAL) de la caldera de 80 BHP



Nota: Elaboración propia basada en el registro de gasto de combustible.

La cantidad de combustible que consumió la caldera de 80 BHP en el año 2024 fue de 1674.7 GAL. Haciendo la conversión y tomando en cuenta los siguientes parámetros, obtenemos la cantidad equivalente de energía que se consume al año:

$$E = \text{Consumo}_{\text{comb.}} * \text{Litros}_{\text{comb.}} * \rho_{\text{comb.}} * \text{PCI}_{\text{comb.}}$$

$$E = 1674.7 \text{ GAL} * 3.785 \frac{\text{L}}{\text{GAL}} * 0.835 \frac{\text{kg}}{\text{L}} * 39860.45 \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore E = 211.10 \text{ GJ}$$

Por lo tanto, la caldera de 80 BHP consumió en el año 2024 un total de 211.10 GJ de energía en forma de combustible.

3.4.1.2. Demanda energética secundaria (electricidad)

La caldera de 80 BHP cuenta con 4 principales dispositivos periféricos los cuales se muestran en la Tabla 3.18. Esta caldera no cuenta con una bomba presurizadora de combustible debido a la disposición geométrica.

Tabla 3.18

Dispositivos eléctricos que automatizan el funcionamiento de la caldera de 80 BHP

Dispositivos periféricos eléctricos	Representación gráfica
Ventilador eléctrico	
Bomba de agua	
Tablero de control	
Panel de control del quemador	

Nota. Elaboración propia.

a) Ventilador eléctrico

Después de la ignición, el ventilador eléctrico realiza la función de barrido de impurezas presentes dentro del hogar en la caldera, así como también, es la responsable de suministrar aire para un correcto proceso de combustión.

Figura 3.14

Ventilador eléctrico encargado de suministrar aire a la cámara de combustión.



Nota: Elaboración propia

El ventilador eléctrico que utiliza el quemador cuenta con la siguiente información en la placa, véase el Anexo 11-A:

Tabla 3.19*Información técnica del motor eléctrico que acciona el ventilador*

Ventilador instalado por la empresa	Información específica de la placa de características
MANSER S. A.	
Marca	LEESON ELECTRIC
Potencia	3.0 HP
Velocidad	3450 rpm
Voltaje	208-230 / 460 V
Corriente a plena carga (FLA)	7.83 A
Fases (PHASE)	3
Eficiencia (ϵ)	82.5 %

Nota. Elaboración propia basada en la placa del motor que acciona el ventilador eléctrico.

El ventilador trabaja a 220 V con una corriente de 7.83 A (a bajo voltaje), por lo tanto, según la Ec. (2) la potencia aparente en corriente trifásica viene a ser de:

$$S = V * I * \sqrt{3}$$

$$S = 220 \text{ V} * 7.83 \text{ A} * \sqrt{3}$$

$$\therefore S = 2.984 \text{ kVA}$$

Teniendo esta potencia, se multiplica por el factor de potencia de 0.85 utilizados para motores eléctricos y utilizando la Ec. (3), se tiene la potencia real.

$$P = S * FP$$

$$P = 2.984 \text{ kVA} * 0.85$$

$$\therefore P = 2.536 \text{ kW}$$

El ventilador eléctrico inicia su operación simultáneamente con el arranque de la caldera. Inicialmente el ventilador ejecuta el proceso de purga de gases residuales y posteriormente regula el flujo de aire necesario para la fase de ignición del quemador.

El tiempo de operación en la fase de barrido es de 0.02 horas/ fase, la caldera realiza al día un total de 30 fases. Por lo tanto, el tiempo total de barrido es de 0.6 horas/ día.

El tiempo de operación en la fase de ignición es de 0.26 horas/ fase, la caldera realiza al día un total de 30 fases. Por lo tanto, el tiempo total de ignición es de 7.8 horas/ día.

Por lo tanto, el tiempo total de operación del ventilador viene dado por:

$$\text{Tiempo total} = \text{Tiempo total de "Barrido"} + \text{Tiempo total de "Ignición"}$$

$$\text{Tiempo total} = 0.6 \text{ horas/ día} + 7.8 \text{ horas/ día} = 8.4 \text{ horas/ día}$$

La caldera de 80 BHP operó 24 días, eso quiere decir que el ventilador estuvo trabajando 201.6 horas durante todo el año 2024.

Finalmente, el consumo de energía viene dado por la Ec. (8) como:

$$E = P * t$$

$$E = 2.536 \text{ kW} * 201.6 \text{ horas}$$

$$\therefore E = 511.258 \text{ kWh}$$

b) Motor que acciona la bomba de agua

El motor eléctrico que acciona la bomba de agua es la responsable de presurizar el agua de alimentación de la caldera.

La placa que se utiliza para realizar los cálculos se muestra en el Anexo 11-B.

Figura 3.15

Motor eléctrico que acciona la bomba presurizadora de agua



Nota. Elaboración propia

Tabla 3.20

Datos técnicos sobre el motor eléctrico encargado de accionar la bomba presurizadora de agua.

Motor eléctrico	Información específica de la placa de
	características
Fabricante	Franklin Electric
Potencia	5.0 HP
Voltaje	208 – 230/460 V
Corriente	13 A
Fase	3
Factor de potencia	0.85
frecuencia	60 Hz

Eficiencia	80.1 %
------------	--------

Nota. Elaboración propia

La bomba de agua trabaja a 220 V con una corriente de 13 A (a bajo voltaje), por lo tanto, según la Ec. (2), la potencia aparente en corriente trifásica viene a ser de:

$$S = V * I * \sqrt{3}$$

$$S = 220 \text{ V} * 13 \text{ A} * \sqrt{3}$$

$$S = 4.954 \text{ kVA}$$

Teniendo este valor, se multiplica por el factor de potencia 0.85 utilizados para motores eléctricos y se tiene la potencia a la salida de:

$$P = S * FP$$

$$P = 4.954 \text{ kVA} * 0.85$$

$$\therefore P = 4.211 \text{ kW}$$

La bomba de agua es la encargada de presurizar el agua a la caldera procedente del tanque de retorno de condensados. Este suministro de agua es crucial para que la caldera genere vapor de forma continua.

Dentro de cada fase de barrido, la bomba de agua opera durante 0.0125 horas. Considerando que la caldera ejecuta 30 fases de barrido a lo largo del día, el tiempo total de funcionamiento de la bomba de agua en estas fases fue de 0.375 horas por día.

La caldera de 80 BHP operó 24 días, eso quiere decir que la bomba de agua estuvo trabajando 9 horas durante todo el año 2024

Finalmente, el consumo de energía viene dado por:

$$E = P * t$$

$$E = 4.211 \text{ kW} * 9 \text{ horas}$$

$$\therefore E = 37.899 \text{ kWh}$$

c) Tablero de control

El tablero de control es prácticamente es el cerebro de la caldera y es la que activa de manera secuencial los dispositivos periféricos.

Figura 3.16

Tablero de control encargada de controlar los dispositivos periféricos de la caldera de 80 BHP.



Nota. Elaboración propia

Tabla 3.21

Información general del tablero de control

Componentes que conforman el tablero de control MANSE S. A.	Potencia consumida por cada componente
Alarma sonora/visual	30 W
Indicadores luminosos (5 focos LED)	5 W
Contactor / Relés	20 W
Potencia total consumida por los dispositivos	55 W

Nota. Elaboración propia basada en la placa del motor que acciona el ventilador eléctrico.

El tablero de control funciona a un 50 % de su capacidad (factor de utilización) porque no todos los componentes están funcionando a su máxima capacidad, por lo tanto:

$$P = 0.055 \text{ kW} * 0.50$$

$$P = 0.0275 \text{ kW}$$

El panel de control del quemador de la caldera trabajó 9.7 horas por día , comenzando a las 5:30 AM y terminando a las 3:12 PM.

La caldera de 80 BHP operó 24 días, eso quiere decir que el quemador estuvo trabajando 232.8 horas durante todo el año 2024

Por lo tanto, según la Ec. (8) el consumo energético anual del panel de control del quemador de la caldera es:

$$E = P * t$$

$$E = 0.0275 \text{ kW} * 232.8 \text{ h}$$

$$\therefore E = 6.402 \text{ kWh}$$

d) Panel de control del quemador

El panel de control se encarga de gestionar de manera eficiente la combustión del combustible.

La placa del panel de control del quemador se muestra en el Anexo 11-C:

Figura 3.17

Panel de control del quemador encargada de controlar la correcta combustión dentro de la caldera de 80 BHP.



Nota. Elaboración propia

Tabla 3.22

Información técnica del panel de control del quemador

Accesorios encontrados dentro del panel de control de la caldera de 80 BHP	Información específica de cada accesorio
Controles HONEYWELL Mod. EC-7850	
Voltaje de control	115 V
Amperaje del Control	5.0 A
Voltaje del circuito del panel	220 V
Amperaje del circuito del panel	8.0 A

Nota. Elaboración propia basada en la placa del panel de control del quemador.

La potencia en los controladores según la Ec. (5) es:

$$P = V * I$$

$$P_{cont} = 115 \text{ V} * 5.0 \text{ A}$$

$$P_{cont} = 0.575 \text{ kW}$$

Y la potencia en los circuitos según la Ec. (5) es:

$$P = V * I$$

$$P_{circ} = 220 \text{ V} * 8.0 \text{ A}$$

$$P_{circ} = 1.76 \text{ kW}$$

Por consiguiente, la potencia eléctrica total en promedio del panel de control del quemador es la suma de la potencia en los controladores más la potencia que consumen los otros circuitos.

$$P = P_{cont} + P_{circ}$$

$$P = 0.575 \text{ kW} + 1.76 \text{ kW}$$

$$\therefore P = 2.335 \text{ kW}$$

El panel de control del quemador funciona a un 80 % de su capacidad (factor de utilización) ya que no todos los componentes están funcionando a su máxima capacidad, por lo tanto:

$$P = 2.335 \text{ kW} * 0.80$$

$$P = 1.868 \text{ kW}$$

El panel de control del quemador de la caldera trabajó 9.7 horas/día, comenzando a las 5:30 AM y terminando a las 3:12 PM.

La caldera de 80 BHP operó 24 días, eso quiere decir que el quemador estuvo trabajando 232.8 horas durante todo el año 2024

Por lo tanto, el consumo energético anual del panel de control del quemador de la caldera es:

$$E = P * t$$

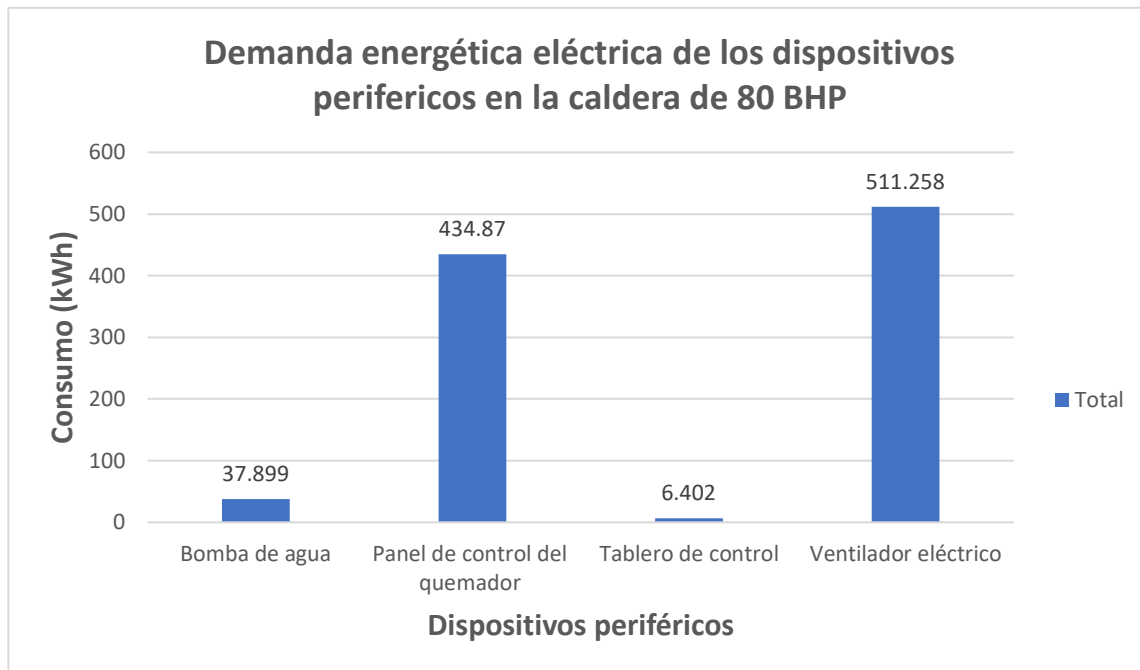
$$E = 1.868 \text{ kW} * 232.8 \text{ h}$$

$$\therefore E = 434.87 \text{ kWh}$$

La Figura 3.18 muestra el consumo anual de energía que consumió la caldera de 80 BHP.

Figura 3.18

Demanda energética eléctrica de la caldera de 80 BHP



Nota: Elaboración propia.

Por lo tanto, la demanda energética total consumida por los dispositivos periféricos en el año 2024 por la caldera de 80 BHP fue de 990.429 kWh

CAPITULO IV

4. EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LAS CALDERAS DEL COMEDOR UNIVERSITARIO

4.1. Caldera Pirotubular de 150 BHP

La caldera pirotubular horizontal de 150 BHP provee vapor a los dispositivos instalados en el comedor universitario. Los dispositivos que consumen vapor son las marmitas de cocción, autoclaves y un intercambiador de calor, el cual calienta agua para el lavado de bandejas en cocina.

Figura 4.1

Caldera pirotubular de 150 BHP



Nota: Elaboración propia

4.2. Eficiencia Actual de la Caldera de 150 BHP

4.2.1. Pérdida de Calor por Gases Residuales [q_1]

Para hallar la pérdida q_1 , primero se necesita saber cuánto es la relación de la mezcla aire/combustible que se genera dentro del quemador.

En este caso, el combustible que se quema es el Diesel Premium DB5 S50. La representación simplificada del Diesel se puede aproximar con una fórmula empírica general $C_{14}H_{30}$, véase el Anexo 24.

Se hizo las mediciones de los gases de combustión utilizando el dispositivo Testo 300 en la chimenea de la caldera basándose en la norma EPA.

Figura 4.2

Medición de gases residuales en la chimenea de la caldera de 150 BHP

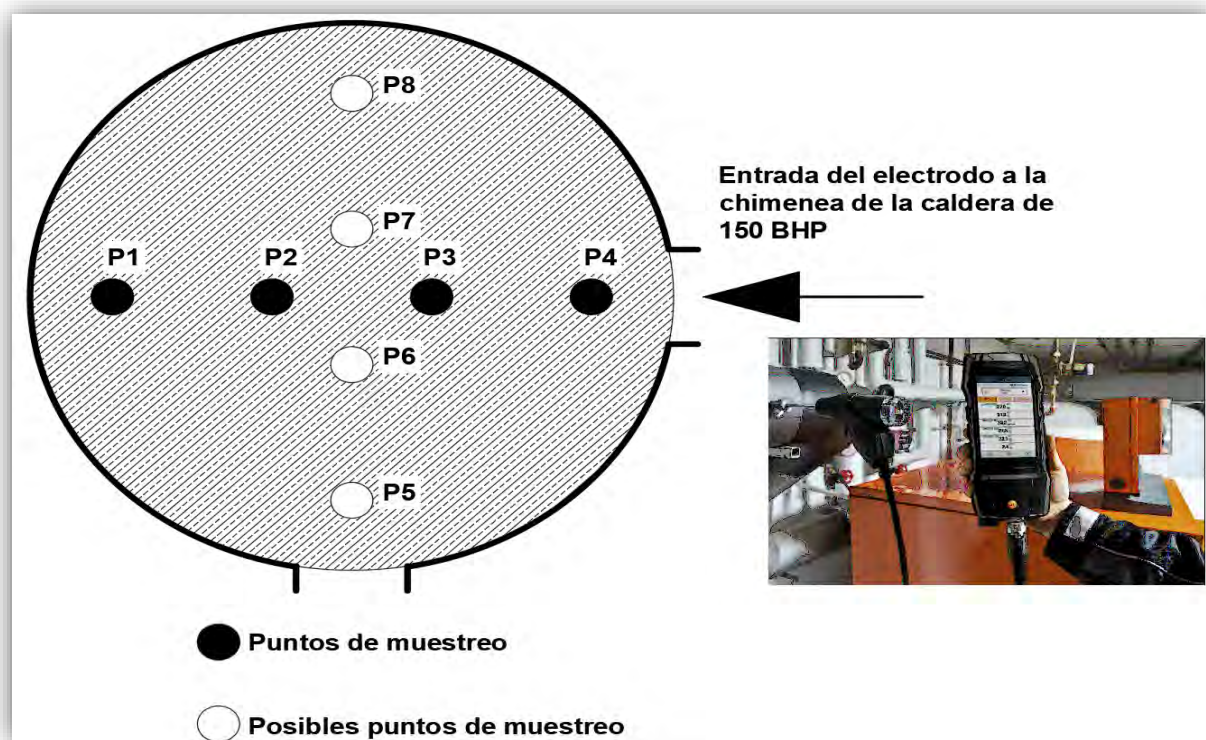


Nota. Elaboración propia

Por otro lado, para hallar los coeficientes de la ecuación estequiométrica, tomamos los resultados realizados en los cuatro puntos en el área transversal de la chimenea mostrada en la Figura 4.3 para determinar la composición de los gases de combustión.

Figura 4.3

Área transversal de la chimenea y los puntos de muestreo



Nota. Fuente propia basada en las Mediciones tomadas en los puntos de muestreo según la norma EPA.

En la Tabla 4.1 se presenta los resultados de las mediciones realizadas en el área transversal de la chimenea.

Tabla 4.1

Partículas de CO₂ y O₂ medidas por el dispositivo Testo 300

Puntos de muestreo	Numero de muestras tomadas	Porcentaje de O ₂ (%)	Porcentaje de CO ₂ (%)
P1	4	7.78	9.88
P2	4	7.8	9.99
P3	4	7.73	10.05
P4	4	8.38	9.56
Promedio total		7.9225	9.87

Nota: Elaboración propia

Para ello se utilizará el balance en la combustión real o incompleta descrita en la Ec. (40).

$$\alpha * a_t * (O_2 + 3.76N_2) + \text{combustible} = \beta CO_2 + \gamma CO + \delta C + \lambda O_2 + \mu H_2O + \varphi N_2$$

$$\alpha(O_2 + 3.76N_2) + C_{14}H_{30} = \beta CO_2 + \gamma CO + \delta C + \lambda O_2 + \mu H_2O + \varphi N_2$$

La muestra realizada a los gases de combustión arrojó que el O₂ tiene una presencia promedio de 7.92 % y que el CO₂ tiene una presencia promedio de 9.87%. Al ser balanceado la ecuación se llega a:

$$26.855(O_2 + 3.76N_2) + C_{14}H_{30} = 9.87CO_2 + 3.13CO + 1.0C + 7.92O_2 + 15H_2O + 101.07N_2$$

Del balance se puede interpretar que por 1 kg de Diesel se requieren 26.855 kg de aire.

Según la Ec. (41), el ratio de combustión viene a ser:

$$r_{(a/c)} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{\alpha * a_t * (O_2 + 3.76N_2)}{m_c}$$

$$r_{(a/c)} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{26.855 \text{ kg de aire}}{1 \text{ kg de combustible}} = 26.855 \frac{\text{kg a}}{\text{kg c}}$$

Flujo másico de gases residuales según la Ec. (43) es :

$$\dot{m}_{GR} = \left(r_{\left(\frac{a}{c} \right)} + 1 \right) * \dot{m}_c$$

Donde:

$\dot{m}_c$: flujo másico del combustible [kg/s]

$$\dot{m}_c = \frac{\text{Combustible consumido [kg]}}{\text{Tiempo de operación [s]}}$$

Del Anexo 7 se toma en cuenta el tiempo en el cual el combustible es consumido en la fase de ignición de la caldera de 150 BHP.

La densidad del Diesel Premium DB5 S50 es aproximadamente = 0.835 kg/L

$$\dot{m}_c = \frac{5.711 \text{ GAL}}{7 \text{ min} + 13 \text{ seg}} = \frac{18.051 \text{ kg}}{433 \text{ seg}}$$

$$\dot{m}_c = 0.0417 \text{ kg/s}$$

Entonces, de la Ec. (42):

$$\dot{m}_a = \dot{m}_c * r_{\left(\frac{a}{c}\right)}$$

$$\dot{m}_a = 0.0417 \text{ kg/s} * 26.855 \frac{\text{kg a}}{\text{kg c}}$$

$$\dot{m}_a = 1.120 \text{ kg/s}$$

Reemplazando valores en la Ec. (43):

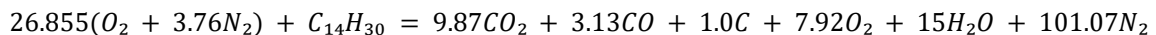
$$\dot{m}_{GR} = (r_{(a/c)} + 1) * \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_{GR} = \left(26.855 \frac{\text{kg a}}{\text{kg c}} + 1 \right) * 0.0417 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{GR} = 1.162 \text{ kg/s}$$

Como siguiente paso es hallar el calor específico promedio de la mezcla gas y aire descrita en la Ec. (16). Para ello, se utilizará la “ecuación de balance en combustión real o incompleta” completamente balanceada. Por otro lado, la temperatura promedio de los gases de combustión que registro el dispositivo TESTO 300 a la salida de la chimenea fue de 116.844 °C (389.994 K).

1) Ecuación estequiométrica y los componentes de esta son:



El número de moles de cada componente es:

- CO₂: 9.87 moles
- CO: 3.13 moles
- C (hollín): 1.0 moles
- O₂: 7.92 moles
- H₂O: 15 moles

- N_2 : 101.07 moles

2) Se calcula el número total de moles de gases residuales:

- Moles totales = $9.87 + 3.13 + 1.0 + 7.92 + 15 + 101.07 = 137.99$ moles

3) Se saca las fracciones molares de cada componente:

- $fM_{CO_2} = 9.87 / 137.99 = 0.0715$
- $fM_{CO} = 3.13 / 137.99 = 0.0227$
- $fM_C = 1.0 / 137.99 = 0.0072$
- $fM_{O_2} = 7.92 / 137.99 = 0.0574$
- $fM_{H_2O} = 15 / 137.99 = 0.1087$
- $fM_{N_2} = 101.07 / 137.99 = 0.7324$

4) Se calcula la masa molar de cada componente de los gases residuales

- $M_{CO_2} = 44.01$ g/mol
- $M_{CO} = 28.01$ g/mol
- $M_C = 12.01$ g/mol
- $M_{O_2} = 32.00$ g/mol
- $M_{H_2O} = 18.02$ g/mol
- $M_{N_2} = 28.01$ g/mol

5) Por otro lado, se Obtiene los Calores Específicos (Cp) a 116.844°C:

Debemos usar valores de Cp para cada gas a la temperatura de los gases de salida el cual está a una temperatura de 116.844°C (389.844 K). Dado que no tenemos una función que los exprese para cada componente, usaremos tablas termodinámicas.

Los valores aproximados son:

- $Cp_{CO_2} \approx 37.1$ J/(mol·K)
- $Cp_{CO} \approx 29.3$ J/(mol·K)

- $C_{pC} \approx 8.5 \text{ J/(mol}\cdot\text{K)}$ (aproximación, el hollín es sólido)
- $C_{p_{O_2}} \approx 29.4 \text{ J/(mol}\cdot\text{K)}$
- $C_{p_{H_2O}} \approx 34.0 \text{ J/(mol}\cdot\text{K)}$
- $C_{p_{N_2}} \approx 29.1 \text{ J/(mol}\cdot\text{K)}$

Finalmente, se reemplazan los valores en la Ec. (16) para obtener el calor específico de los gases residuales:

$$\overline{Cp}_{GR} = \frac{\sum (fM_i * Cp_i)}{\sum fM_i * M_i}$$

$$\overline{Cp}_{GR} = \frac{0.0715 * 37.1 + 0.0227 * 29.3 + 0.0072 * 8.5 + 0.0574 * 29.4 + 0.1087 * 34.0 + 0.7324 * 29.1}{0.0715 * 44.01 + 0.0227 * 28.01 + 0.0072 * 12.01 + 0.0574 * 32.00 + 0.1087 * 18.02 + 0.7324 * 28.01}$$

$$\overline{Cp}_{GR} = 1063.78 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$\therefore \overline{Cp}_{GR} = 1.064 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Para hallar la potencia perdida por los gases residuales se hará uso de la Ec. (15), conociendo la temperatura del ambiente de 16.21°C (289.36 K) y la temperatura promedio de los gases de combustión en la chimenea de 116.844°C (389.994 K), tenemos:

$$H_1 = \dot{m}_{GR} * \overline{Cp}_{GR} * (T_{GR} - T_{air})$$

$$H_1 = 1.162 \text{ kg/s} * 1.064 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} * (389.994 \text{ K} - 289.36 \text{ K})$$

$$\therefore H_1 = 124.421 \text{ kW}$$

Para hallar la potencia calorífica total, empleamos la Ec. (36) y lo desarrollamos en la Ec. (37).

Para:

Combustible que alimenta la caldera :

- PCI del Diesel Premium DB5 S50 = 39860.45 kJ/kg
- $\dot{m}_c = 0.0417 \text{ kg/s}$
- $Cp_c = 2.05 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
- $T_c = 17.8 \text{ }^\circ\text{C} + 273.15 = 290.95 \text{ K}$

Aire que ingresa al ventilador :

- $\dot{m}_a = 0.120 \text{ kg/s}$
- $Cp_a = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
- $T_a = 16.21 \text{ }^\circ\text{C} + 273.15 = 289.36 \text{ K}$

Por lo tanto, reemplazando estos valores en la Ec. (37) tenemos:

$$H_T = (\dot{m}_a * Cp_a * T_a) + \dot{m}_c * (PCI + Cp_c * T_c)$$

$$H_T = (1.120 \text{ kg/s} * 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} * 289.36 \text{ K}) + 0.0417 \text{ kg/s} * (39860.45 \text{ kJ/kg} + 2.05 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} * 290.95 \text{ K})$$

$$H_T = 2012.714 \text{ kJ/s}$$

$$\therefore H_T = 2012.714 \text{ kW}$$

Finalmente reemplazando en la Ec. (14) se tiene :

$$q_1 = \frac{H_1}{H_T} * 100\%$$

$$q_1 = \frac{124.421 \text{ kW}}{2012.714 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q_1 = 6.182 \%$$

4.2.2. Perdida de Calor por Combustión Incompleta [q₂]

El dispositivo Testo 300 registró una concentración promedio de monóxido de carbono de 0.1875 ppm. Mediante la ecuación estequiométrica balanceada, considerando la presión de la ciudad del Cusco (0.7 atm) y la temperatura de los gases de escape (116.844 °C / 389.994

K), se calculó una densidad para los gases residuales de 0.617 kg/m^3 . Con base en esta densidad y un flujo másico de gases residuales de 1.162 kg/s , se determinó que el flujo volumétrico correspondiente es de $1.883 \text{ m}^3/\text{s}$.

De la Ec. (19), Flujo másico de monóxido de carbono producido es :

$$\dot{m}_{co} = \frac{C_{CO} * \dot{V}_{GR} * M_{CO}}{6.792 * 10^3}$$

$$\dot{m}_{co} = \frac{0.1875 \text{ ppm} * 1.883 \text{ m}^3/\text{s} * 28.01 \text{ g/mol}}{6.792 * 10^3}$$

$$\dot{m}_{co} = 1.456 * 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Remplazando en la Ec. (18) se tiene:

$$H_2 = \dot{m}_{co} * PCI_{CO}$$

$$H_2 = 1.456 * 10^{-3} \text{ kg/s} * 10.11 \text{ MJ/kg}$$

$$\therefore H_2 = 14.720 \text{ kW}$$

Finalmente, reemplazando el resultado en la Ec. (17) se obtiene:

$$q_2 = \frac{H_2}{H_T} * 100\%$$

$$q_2 = \frac{14.720 \text{ kW}}{2012.714 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q_2 = 1.782 \%$$

4.2.3. Pérdida de Calor por Presencia de Hollín [q_3]

El flujo másico de los gases residuales es de 1.162 kg/s , la participación másica de carbono es igual a $g_c = 0.00412$ y sale de la ecuación estequiométrica balanceada, siendo el cociente entre la masa de carbono presente en los gases y la masa total de los gases. Además, el poder calorífico del carbono es igual a 32714.7 kJ/kg . Reemplazando los valores en la Ec. (21) tenemos:

$$H_3 = \dot{m}_{GR} * g_c * PCI_C$$

$$H_3 = 1.162 \text{ kg/s} * 0.00412 * 32714.7 \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore H_3 = 156.620 \text{ kW}$$

Finalmente, se reemplaza este valor en la Ec. (20).

$$q_3 = \frac{156.620 \text{ kW}}{2012.714 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q_3 = 7.782 \%$$

4.2.4. Pérdida de Calor por Purgas [q₄]

La potencia térmica suministrada por el quemador es de 2012.714 kW. Dado que la caldera opera a una presión regulada de 40 PSI (275.790 kPa), la entalpía del vapor saturado a la salida, según el Anexo 21, es de 2720 kJ/kg. Por otro lado, el agua de alimentación ingresa a la caldera con una temperatura promedio de 53.4 °C, correspondiendo a una entalpía de 225.7 kJ/kg.

Reemplazando valores en la Ec. (25):

$$\dot{m}_{VS} = \frac{H_T}{h_g - h_w}$$

$$\dot{m}_{VS} = \frac{2012.714 \text{ kW}}{2720 \text{ kJ/kg} - 225.7 \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{VS} = 0.807 \text{ kg/s}$$

Del Anexo 15 se toma los datos para siguiente tabla:

Tabla 4.2

STD analizados en el agua

<i>STD_C</i> Permisibles en el agua de la caldera pirotubular	6000 ppm
2000 < <i>STD_C</i> < 6000 ppm	
<i>STD_w</i> en el agua de alimentación	1260 ppm

Nota. Fuente tomada del análisis de agua hecha en las calderas Quispe, (2024).

De la Ec. (24):

$$\begin{aligned}\dot{m}_{purgas} &= \dot{m}_{VS} * \left(\frac{SDT_w}{SDT_c - SDT_w} \right) \\ \dot{m}_{purgas} &= 0.807 \text{ kg/s} * \left(\frac{1260 \text{ ppm}}{6000 \text{ ppm} - 1260 \text{ ppm}} \right) \\ \dot{m}_{purgas} &= 0.214 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Si la presión de la caldera es de 40 PSI , la entalpia del agua saturada liberada tiene un valor de 550 kJ/kg.

según la Ec. (23) tenemos:

$$\begin{aligned}H_4 &= \dot{m}_{purgas} * (h_f - h_w) \\ H_4 &= 0.214 \text{ kg/s} * (550 \text{ kJ/kg} - 225.7 \text{ kJ/kg}) \\ H_4 &= 69.562 \text{ kW}\end{aligned}$$

Finalmente, reemplazando los valores en la Ec. (22):

$$\begin{aligned}q_4 &= \frac{H_4}{H_T} * 100\% \\ q_4 &= \frac{69.562 \text{ kW}}{2012.714 \text{ kW}} * 100\% \\ \therefore q_4 &= 3.46 \%\end{aligned}$$

4.2.5. Pérdida de Calor por Convección [q₅]

- **Superficie frontal de la caldera**

La temperatura de la cara frontal de la caldera se encuentra a 100 °C y la temperatura ambiente es aproximadamente 16.21 °C.

Por lo tanto, según la Ec. (28) la temperatura de película viene a ser.

$$T_f = \left(\frac{T_s + T_\infty}{2} \right) = \left(\frac{100\text{ °C} + 16.21\text{ °C}}{2} \right) = 58.105\text{ °C}$$

A partir de esta temperatura se determinará la interpolación de valores, véase el Anexo 25, la tabla de selección de valores:

Tabla 4.3

Propiedades del aire a presión atmosférica

PROPIEDADES	Valores interpolados a 58.105 °C
<i>Conductividad térmica</i>	$k = 0.02792\text{ W/m} \cdot \text{K}$
<i>Viscosidad Cinemática</i>	$\nu = 1.843 \times 10^{-5}\text{ m}^2/\text{s}$
<i>Numero de Prandtl</i>	$Pr = 0.7213$

Nota. los valores en la tabla son sacados mediante una interpolación para la temperatura dada.

La caldera no tiene un agente externo que fuerce al aire a tomar una dirección determinada en la superficie, por lo tanto, la transferencia de calor por convección se da de manera libre o natural.

Por otro lado, las dimensiones tomadas de la caldera se muestran en la Tabla 4.4

Tabla 4.4*Dimensiones de la caldera de 150 BHP*

Características principales	Diámetro exterior	Longitud
Caldera pirotubular	1.9 m	3.74

Nota. Elaboración propia basada en las mediciones hechas en la caldera.

Coefficiente de expansión volumétrica

$$\beta = \left(\frac{1}{T_f + 273.15} \right) = \left(\frac{1}{58.105^\circ\text{C} + 273.15} \right) = 3.020 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$$

Teniendo en cuenta la Ec. (27), determinamos el número de Grashof:

$$Gr_{Lc} = \frac{9.81 \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot Lc^3}{\nu^2}$$

$$Gr_D = \frac{9.81 \text{ m/s}^2 \cdot (3.020 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}) \cdot (100^\circ\text{C} - 16.21^\circ\text{C}) \cdot (1.9 \text{ m})^3}{(1.843 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$Gr_D = 5.013 \cdot 10^{10}$$

Según la Ec. (29), el Numero de Rayleigh es:

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr$$

$$Ra_D = 5.013 \cdot 10^{10} \cdot 0.7213$$

$$Ra_D = 3.616 \cdot 10^{10}$$

Numero de Nusselt tomando como referencia la Ec. (31) es:

Para la placa plana, se empleará la fórmula 9.21 detallada en el Anexo 26

$$Nu_{Lc} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_D = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * (3.765 * 10^{(10)})^{1/6}}{[1 + (0.492/0.72277)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_D = 380.347$$

El coeficiente de convección promedio según la Ec. (30) es:

$$h_{Lc} = \frac{Nu_{Lc} * k}{L_c} = \frac{385.404 * 0.02736 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{1.9 \text{ m}}$$

$$h_D = 5.477 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

El área superficial de la cara frontal de la caldera, para placas verticales es:

$$A_S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi * (1.9 \text{ m})^2}{4} = 2.835 \text{ m}^2$$

Finalmente, la Perdida por convección libre o natural según la Ec. (26) es:

$$\dot{Q}_{conv} = h_{Lc} * A_S * (T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{convF} = 5.477 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} * 2.835 \text{ m}^2 * (100 \text{ }^{\circ}\text{C} - 16.21 \text{ }^{\circ}\text{C})$$

$$\therefore \dot{Q}_{convF} = 1.301 \text{ kW}$$

- **Superficie posterior de la caldera**

La temperatura de la cara frontal de la caldera se encuentra a 101.4 °C y la temperatura ambiente es aproximadamente 16.21 °C.

Por lo tanto, según la Ec. (28) la temperatura de película viene a ser.

$$T_f = \left(\frac{T_s + T_{\infty}}{2} \right) = \left(\frac{101.4 \text{ }^{\circ}\text{C} + 16.21 \text{ }^{\circ}\text{C}}{2} \right) = 58.805 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

A partir de esta temperatura se determinará mediante interpolación de valores, véase el Anexo 25, la tabla de selección de valores:

Tabla 4.5*Propiedades del aire a presión atmosférica*

PROPIEDADES	Valores interpolados a 58.105 °C
Conductividad térmica	$k = 0.02799 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
Viscosidad Cinemática	$\nu = 1.884 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Numero de Prandtl	$Pr = 0.7205$

Nota. los valores en la tabla son sacados mediante una interpolación para la temperatura dada.

La caldera no tiene un agente externo que fuerce al aire a tomar una dirección determinada sobre la superficie, por lo tanto, la transferencia de calor por convección se da de manera libre o natural.

Por otro lado, las dimensiones tomadas de la caldera se muestran en la Tabla 4.6 :

Tabla 4.6*Dimensiones de la caldera de 150 BHP*

Características principales	Diámetro exterior	Longitud
Caldera pirotubular	1.9 m	3.74 m

Nota. Elaboración propia basada en las mediciones hechas a la caldera.

Coefficiente de expansión volumétrica,

$$\beta = \left(\frac{1}{T_f + 273} \right) = \left(\frac{1}{58.805 \text{ °C} + 273} \right) = 3.014 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

Teniendo en cuenta la Ec. (27), determinamos el número de Grashof :

$$Gr_{Lc} = \frac{9.81 * \beta * (T_s - T_{\infty}) * Lc^3}{\nu^2}$$

$$Gr_D = \frac{9.81 \text{ m/s}^2 * (3.014 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}) * (101.4 \text{ °C} - 16.21 \text{ °C}) * (1.9 \text{ m})^3}{(1.884 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$Gr_D = 4.867 * 10^{10}$$

Según la Ec. (29), el Numero de Rayleigh es:

$$Ra_{Lc} = Gr_L * Pr$$

$$Ra_D = 4.867 * 10^{10} * 0.7205$$

$$Ra_D = 3.507 * 10^{10}$$

Numero de Nusselt tomando como referencia la Ec. (31) es:

Para la placa plana, se empleará la fórmula 9.21 detallada en el Anexo 26

$$Nu_{Lc} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_D = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * (3.507 * 10^{10})^{1/6}}{[1 + (0.492/0.7205)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_D = 376.598$$

Coefficiente de convección promedio según la Ec. (30) es:

$$h_{Lc} = \frac{Nu_{Lc} * k}{Lc} = \frac{376.598 * 0.02799 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{1.9 \text{ m}}$$

$$h_D = 5.548 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Área superficial de la cara posterior de la caldera, para placas verticales:

$$A_S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi * (1.9 \text{ m})^2}{4} = 2.835 \text{ m}^2$$

Finalmente, la Perdida por convección libre o natural según la Ec. (26) es:

$$\dot{Q}_{conv} = h_L * A_S * (T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{convP} = 5.548 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} * 2.835 \text{ m}^2 * (101.4 \text{ °C} - 16.21 \text{ °C})$$

$$\therefore \dot{Q}_{convP} = 1.340 \text{ kW}$$

- **Superficie envolvente de la caldera**

La temperatura envolvente de la caldera se encuentra a 25.755 °C y la temperatura ambiente es aproximadamente 16.21 °C.

Por lo tanto, según la Ec. (28) la temperatura de película viene a ser.

$$T_f = \left(\frac{T_s + T_\infty}{2} \right) = \left(\frac{25.755 \text{ °C} + 16.21 \text{ °C}}{2} \right) = 20.982 \text{ °C}$$

A partir de esta temperatura se determinará la interpolación de valores, véase el Anexo 25, la tabla de selección de valores:

Tabla 4.7

Propiedades del aire a presión atmosférica

PROPIEDADES	Valores interpolados a 58.105 °C
<i>Conductividad térmica</i>	$k = 0.02521 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
<i>Viscosidad Cinemática</i>	$\nu = 1.525 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
<i>Numero de Prandtl</i>	$Pr = 0.7306$

Nota. los valores en la tabla son sacados mediante una interpolación para la temperatura dada.

La caldera no tiene un agente externo que fuerce al aire a tomar una dirección determinada sobre la superficie, por lo tanto, la transferencia de calor por convección se da de manera libre o natural.

Por otro lado, las dimensiones tomadas de la caldera se muestran en la Tabla 4.8.

Tabla 4.8*Dimensiones de la caldera de 150 BHP*

Características principales	Diámetro exterior	Longitud
Caldera pirotubular	1.9 m	3.74 m

Nota. Elaboración propia basada en las mediciones hechas en la caldera.

Coefficiente de expansión volumétrica,

$$\beta = \left(\frac{1}{T_f + 273.15} \right) = \left(\frac{1}{20.982^\circ\text{C} + 273.15} \right) = 3.401 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$$

Numero de Grashof tomando la $L_c = D$, tal cual lo muestra el Anexo 26:

$$Gr_{L_c} = \frac{9.81 * \beta * (T_s - T_\infty) * L_c^3}{\nu^2}$$

$$Gr_D = \frac{9.81 \text{ m/s}^2 * (3.401 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}) * (25.755^\circ\text{C} - 16.21^\circ\text{C}) * (1.9 \text{ m})^3}{(1.525 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$Gr_D = 9.392 \times 10^9$$

Según la Ec. (29), el Numero de Rayleigh es:

$$Ra_{L_c} = Gr_L * Pr$$

$$Ra_D = 9.392 \times 10^9 * 0.7306$$

$$Ra_D = 6.862 \times 10^9$$

Numero de Nusselt tomando como referencia la Ec. (31) es:

Para la envolvente del cilindro, se empleará la fórmula 9.25 detallada en el Anexo 26

$$Nu_{L_c} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 * Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_D = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 * (6.862 \times 10^9)^{1/6}}{[1 + (0.559/0.7306)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_D = 214.219$$

Coefficiente de convección promedio según la Ec. (30) es:

$$h_{Lc} = \frac{Nu_{Lc} * k}{Lc} = \frac{214.219 * 0.02521 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{1.9 \text{ m}}$$

$$h_D = 2.842 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

El área superficial de la cara envolvente de la caldera es de:

$$A_S = \pi * Lc * D_c = \pi * 3.74 \text{ m} * 1.9 \text{ m} = 22.324 \text{ m}^2$$

Finalmente, la Perdida por convección libre o natural según la Ec. (26) es:

$$\dot{Q}_{conv} = h_L * A_S * (T_s - T_\infty)$$

$$\dot{Q}_{convE} = 2.842 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} * 22.324 \text{ m}^2 * (25.755^\circ\text{C} - 16.21^\circ\text{C})$$

$$\therefore \dot{Q}_{convE} = 0.605 \text{ kW}$$

Por lo tanto, en calor se halla con la siguiente formula:

$$H_5 = \dot{Q}_{convF} + \dot{Q}_{convP} + \dot{Q}_{convE}$$

$$H_5 = 1.301 \text{ kW} + 1.340 \text{ kW} + 0.605 \text{ kW}$$

$$\therefore H_5 = 3.246 \text{ kW}$$

Finalmente reemplazamos en la ecuación (15):

$$q_5 = \frac{3.246 \text{ kW}}{2012.714 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q_5 = 0.161 \%$$

4.2.6. Pérdida de Calor por Radiación [q₆]

- **Superficie frontal de la caldera**

El intercambio neto de calor por radiación se presenta en recintos especiales de dos superficies grises y difusas (Anexo 27). La caldera pirotubular tiene una superficie frontal de acero al carbono con una superficie áspera, véase en el Anexo 28, por lo tanto:

Emisividad(ε) = 0.94 - 0.97 (en el rango de 100–700°F).

En nuestro caso se toma $\varepsilon = 0.95$ porque la tapa frontal suele comportarse como un cuerpo negro aproximado.

Además, la constante de Stefan-Boltzmann es de $\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2.K^4}$ y el diámetro de la caldera es de 1.90 m para un área de $A_s = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * (1.90 \text{ m})^2}{4} = 2.835 \text{ m}^2$

Finalmente, la temperatura de la superficie de la tapa tiene un valor de 100 °C y la temperatura dentro de las instalaciones de la casa de máquinas tiene una temperatura de 16.21 °C.

Según la ecuación Ec. (33) se tiene:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{rad} &= A_s * \varepsilon * \sigma * [(T_s + 273.15)^4 + (T_a + 273.15)^4] \\ \dot{Q}_{radF} &= 2.835 \text{ m}^2 * 0.95 * 5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2.K^4} \\ &\quad * [(100 \text{ °C} + 273.15)^4 + (16.21 \text{ °C} + 273.15)^4] \\ \therefore \dot{Q}_{radF} &= 4.031 \text{ kW}\end{aligned}$$

- **Superficie posterior de la caldera**

El intercambio neto de calor por radiación se presenta en recintos especiales de dos superficies grises y difusas, véase en el Anexo 27. La caldera pirotubular tiene una superficie posterior de acero al carbono con una superficie áspera (Anexo 28), por lo tanto:

Emisividad(ε) = 0.94 - 0.97 (en el rango de 100–700°F).

En nuestro caso tomaremos $\varepsilon = 0.95$ porque la tapa frontal suele comportarse como un cuerpo negro aproximado.

Además, la constante de Stefan-Boltzmann es de $\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2.K^4}$ y el diámetro de la caldera es de 1.90 m para un área de $A_s = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * (1.90 \text{ m})^2}{4} = 2.835 \text{ m}^2$

Finalmente, la temperatura de la superficie de la tapa tiene un valor de 101.4 °C y la temperatura dentro de las instalaciones de la casa de máquinas tiene una temperatura de 16.21 °C.

Según la ecuación Ec. (33) se tiene:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{rad} &= A_s * \varepsilon * \sigma * [(T_s + 273.15)^4 + (T_\alpha + 273.15)^4] \\ \dot{Q}_{radP} &= 2.835 \text{ m}^2 * 0.95 * 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K^4} \\ &\quad * [(101.4 \text{ °C} + 273.15)^4 + (16.21 \text{ °C} + 273.15)^4] \\ \therefore \dot{Q}_{radP} &= 4.075 \text{ kW}\end{aligned}$$

- **Superficie envolvente de la caldera**

El intercambio neto de calor por radiación se presenta en recintos especiales de dos superficies grises y difusas, véase en el Anexo 27. La caldera pirotubular tiene una superficie envolvente de acero inoxidable ligeramente oxidado (Anexo 29), por lo tanto:

Emisividad(ε) = 0.30–0.40 (rango de 600–1 000 K).

En nuestro caso tomaremos $\varepsilon = 0.35$ Para una caldera pirotubular en condiciones operativas normales (no pulida, con posible exposición a calor y humedad).

Además, la constante de Stefan-Boltzmann es de $\sigma = 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K^4}$, el diámetro

de la caldera es de 1.90 m y la longitud es de 3.74 m, entonces el área superficial es de: $A_s =$

$$\pi * L_C * D_C = \pi * 3.74 * 1.9 = 18.743 \text{ m}^2$$

Finalmente, la temperatura de la superficie de la tapa tiene un valor de 25.755 °C y la temperatura dentro de las instalaciones de la casa de máquinas tiene una temperatura de 16.21 °C.

Según la ecuación Ec. (33) se tiene:

$$\dot{Q}_{rad} = A_s * \varepsilon * \sigma * [(T_s + 273.15)^4 + (T_\alpha + 273.15)^4]$$

$$\dot{Q}_{radE} = 22.324 \, m^2 * 0.35 * 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$$

$$* [(25.755 \, ^\circ C + 273.15)^4 + (16.21 \, ^\circ C + 273.15)^4]$$

$$\therefore \dot{Q}_{radE} = 6.642 \, kW$$

Por lo tanto, en calor se halla con la siguiente formula:

$$H_6 = \dot{Q}_{radF} + \dot{Q}_{radP} + \dot{Q}_{radE}$$

$$H_6 = 4.031 \, kW + 4.075 \, kW + 6.642 \, kW$$

$$\therefore H_6 = 14.748 \, kW$$

Entonces, reemplazamos los valores encontrados en la Ec. (34).

$$q_6 = \frac{H_6}{H_T} * 100\%$$

$$q_6 = \frac{14.748 \, kW}{2012.714 \, kW} * 100\%$$

$$\therefore q_6 = 0.733 \, \%$$

Finalmente, el rendimiento energético de la caldera de 150 BHP según la Ec. (13) es de:

$$\eta_{energ} = 100\% - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)\%$$

$$\eta_{energ} = 100\% - (6.182 + 0.731 + 7.782 + 3.46 + 0.161 + 0.733)\%$$

$$\eta_{energ} = 100\% - (19.049)\%$$

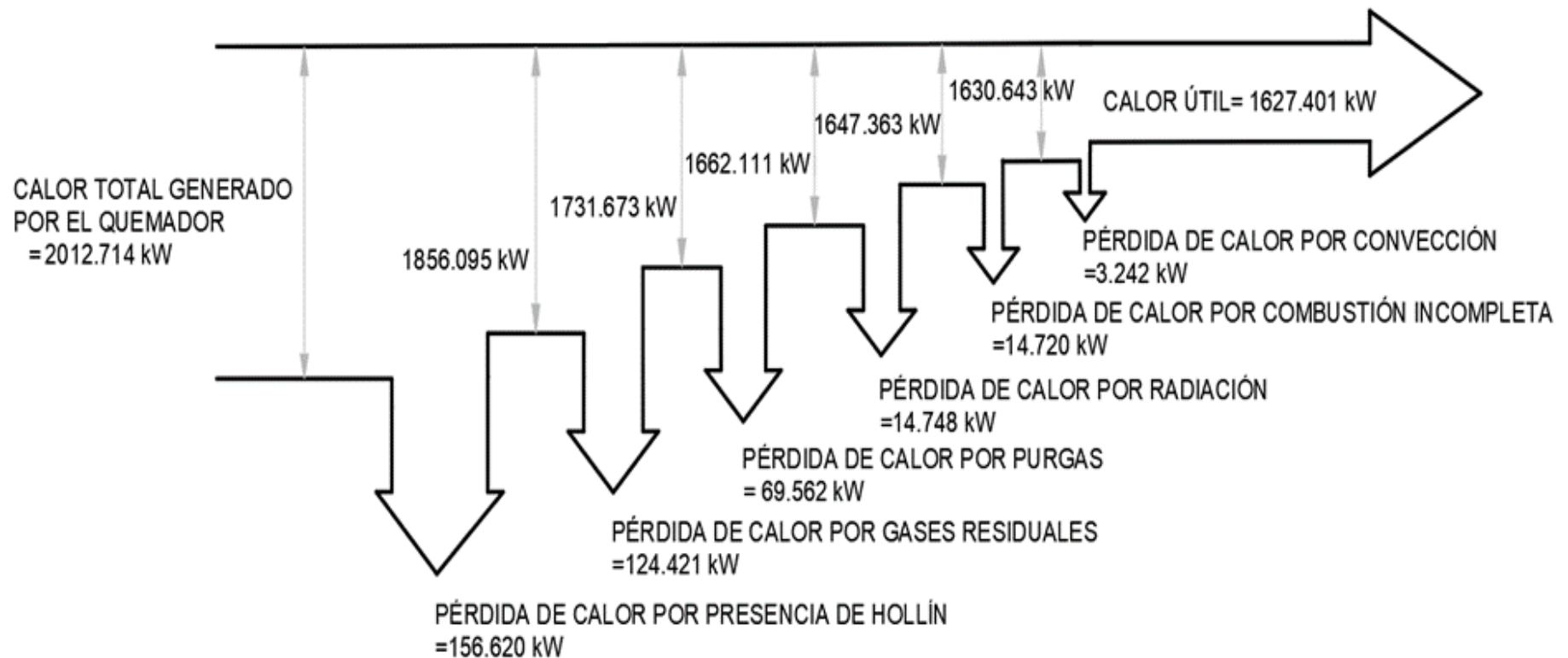
$$\eta_{energ} = 80.951 \, \%$$

Por lo tanto, la eficiencia actual de la caldera de 150 BHP es de 80.951 %. Este valor de eficiencia térmica comparado con el rango de valores típicos de eficiencia del 65% al 85% demuestra que la caldera de 150 BHP se encuentra en el rango promedio, sin embargo, aún existe un amplio margen de mejora que podría lograrse mediante la implementación de los mejoradores propuestos.

4.2.7. Diagrama de Sankey en Condiciones actuales de Operación de la Caldera de 150 BHP

Figura 4.4

Diagrama de Sankey, en condiciones actuales de operación de la caldera de 150 BHP



Nota. En el diagrama de Sankey, las pérdidas de calor se dan de manera progresiva y están en proporción con los tamaños de flechas

El análisis del diagrama revela el desempeño actual de la caldera de 150 BHP, donde solo una fracción del calor generado (2012.714 kW) se aprovecha efectivamente, llegando a un calor útil de 1627.401kW, evidenciando pérdidas significativas que reducen su eficiencia por debajo de los estándares industriales. La pérdida por presencia de hollín es de 156.620 KW, le sigue la pérdida por gases residuales de 124.421 KW y la pérdida por purgas de 69.562 KW. En menor cuantía se observa una pérdida por radiación de 14.748 KW, por combustión incompleta de 14.720 KW y por convección de 3.242 KW

4.3. Caldera acuotubular de 80 BHP

El comedor universitario cuenta con una caldera auxiliar acuotubular que suministra vapor de agua a los dispositivos dentro del comedor . Los dispositivos que consumen vapor son las marmitas, autoclaves y un intercambiador de calor el cual calienta el agua que es utilizado en el lavado de bandejas.

Figura 4.5

Caldera acuotubular de 80 BHP.



Nota. Elaboración propia basada en una fotografía tomada dentro de la casa de máquinas.

4.4.Eficiencia Actual de la Caldera de 80 BHP

4.4.1. Pérdida de Calor por Gases Residuales [q'_1]

Para hallar la composición de los gases de combustión, se utilizó el dispositivo TESTO 300 en la chimenea de la caldera basándose en la norma EPA.

Figura 4.6

Análisis de gases residuales en la chimenea de la caldera de 80 BHP

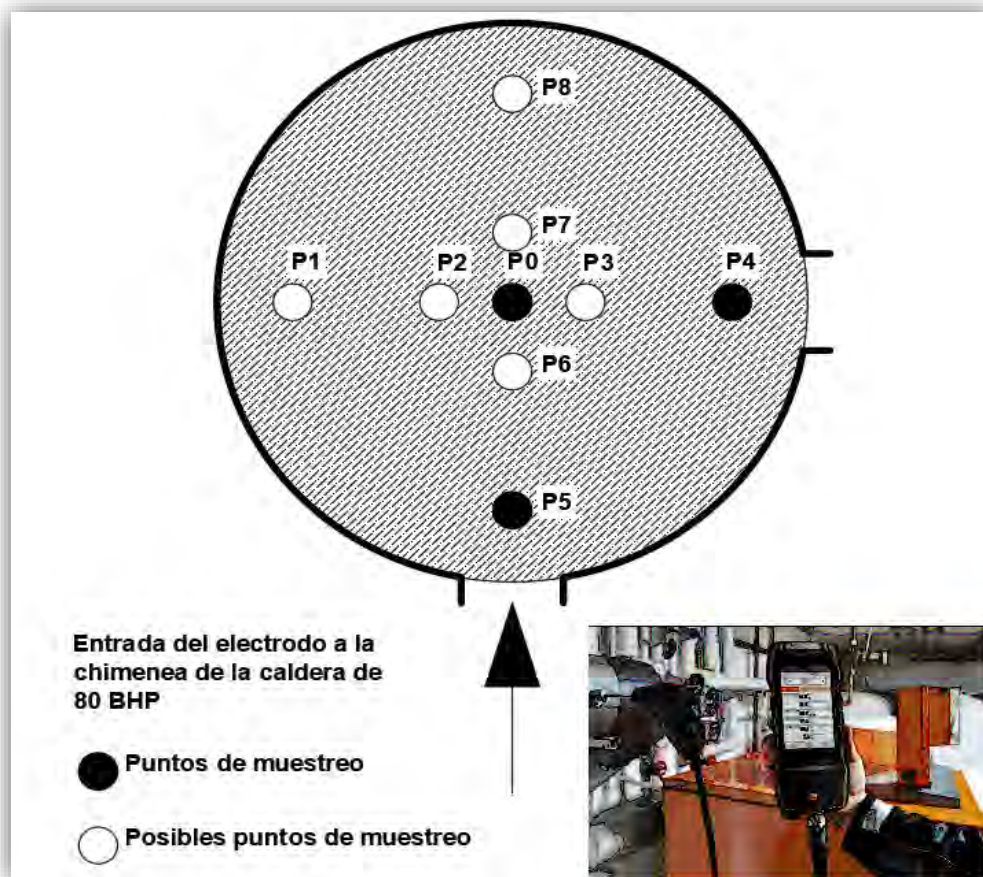


Nota. Elaboración propia

Por otro lado, para hallar los coeficientes, tomamos los resultados realizados en los tres puntos del área transversal de la chimenea mostrada en la Figura 4.7 para determinar la composición de los gases de combustión.

Figura 4.7

Área transversal de la chimenea y los puntos de muestreo



Nota. Fuente propia basada en las Mediciones tomadas en los puntos de muestreo según la norma EPA.

En la Tabla 4.9 se presenta los resultados de las mediciones realizadas en el área transversal de la chimenea.

Tabla 4.9

Partículas de CO₂ y O₂ medidas por el dispositivo Testo 300.

Puntos de muestreo	Numero de muestras tomadas	Porcentaje de O ₂ (%)	Porcentaje de CO ₂ (%)
P0	2	5.45	11.77
P5	5	4.88	12.21
P4	4	4.8	12.27
Promedio total		4.95	12.15

Nota. Elaboración propia

Para ello se utilizará el balance en la combustión real o incompleta descrita en la Ec. (39).

$$\alpha * a_t * (O_2 + 3.76N_2) + \text{combustible} = \beta CO_2 + \gamma CO + \delta C + \lambda O_2 + \mu H_2O + \varphi N_2$$

$$\alpha(O_2 + 3.76N_2) + C_{14}H_{30} = \beta CO_2 + \gamma CO + \delta C + \lambda O_2 + \mu H_2O + \varphi N_2$$

La muestra realizada a los gases de combustión arrojó que el O₂ tiene una presencia promedio de 4.95% y que el CO₂ tiene una presencia promedio del 12.15% .

Al ser balanceado la ecuación se llega a:

$$25.025(O_2 + 3.76N_2) + C_{14}H_{30} = 12.15CO_2 + 0.85CO + 1.0C + 4.95O_2 + 15H_2O + 94.10N_2$$

Del balance se puede interpretar que por 1 kg de Diesel se requieren 25.025 kg de aire.

Según la Ec. (41), el ratio de combustión viene a ser:

$$r_{(a/c)} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{25.025 \text{ kg de aire}}{1 \text{ kg de combustible}} = 25.025 \frac{\text{kg a}}{\text{kg c}}$$

Flujo másico de gases residuales según la Ec. (43).

$$\dot{m}_{GR} = \left(r_{\left(\frac{a}{c} \right)} + 1 \right) * \dot{m}_c$$

Donde:

$\dot{m}_c$: flujo másico del combustible [kg/s]

$$\dot{m}_c = \frac{\text{Combustible consumido [kg]}}{\text{Tiempo de operación [s]}}$$

Del Anexo 8 se toma en cuenta el tiempo en el cual el combustible es de consumido en la fase de ignición en la caldera de 80 BHP.

$$\dot{m}_c = \frac{2.327 \text{ GAL}}{15 \text{ min} + 49 \text{ seg}} = \frac{7.355 \text{ kg}}{949 \text{ seg}}$$

$$\dot{m}_c = 0.00775 \text{ kg/s}$$

Entonces, de la Ec. (42):

$$\dot{m}_a = \dot{m}_c * r_{\left(\frac{a}{c}\right)}$$

$$\dot{m}_a = 0.00775 \text{ kg/s} * 25.025 \frac{\text{kg a}}{\text{kg c}}$$

$$\dot{m}_a = 0.194 \text{ kg/s}$$

Reemplazando valores en la Ec. (43):

$$\dot{m}_{GR} = (r_{(a/c)} + 1) * \dot{m}_c$$

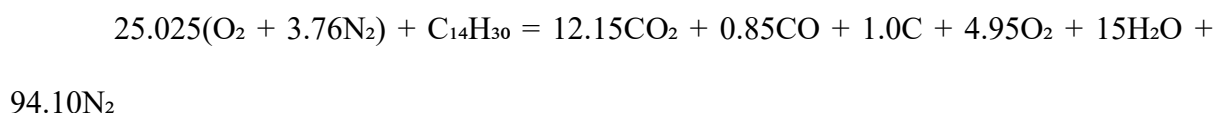
$$\dot{m}_{GR} = \left(25.025 \frac{\text{kg a}}{\text{kg c}} + 1 \right) * 0.00775 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{GR} = 0.202 \text{ kg/s}$$

Como siguiente paso es hallar el calor específico promedio de la mezcla gas y aire descrita en la Ec. (16). Para ello, se utilizará la “ecuación de balance en combustión real o incompleta” completamente balanceada, la temperatura promedio de los gases de combustión que registro el dispositivo TESTO 300 a la salida de la chimenea fue de 136.545 °C (409.695 K).

1. Ecuación Estequiométrica y Componentes:

La ecuación es:



2. De la ecuación balanceada el número de moles de cada componente es:

- CO₂: 12.15 moles
- CO: 0.85 moles
- C (hollín): 1.0 moles
- O₂: 4.95 moles
- H₂O: 15 moles

- N_2 : 94.10 moles
3. Calculamos el número total de moles de gases residuales:
- Moles totales = $12.15 + 0.85 + 1.0 + 4.95 + 15 + 94.10 = 128.05$ moles
4. Las fracciones molares de cada componente son:
- $fM_{CO_2} = 12.15 / 128.05 = 0.0949$
 - $fM_{CO} = 0.85 / 128.05 = 0.0066$
 - $fM_C = 1.0 / 128.05 = 0.0078$
 - $fM_{O_2} = 4.95 / 128.05 = 0.0387$
 - $fM_{H_2O} = 15 / 128.05 = 0.1171$
 - $fM_{N_2} = 94.10 / 128.05 = 0.7349$
5. Se calcula la masa molar de cada componente de los gases residuales
- $M_{CO_2} = 44.01$ g/mol
 - $M_{CO} = 28.01$ g/mol
 - $M_C = 12.01$ g/mol
 - $M_{O_2} = 32.00$ g/mol
 - $M_{H_2O} = 18.02$ g/mol
 - $M_{N_2} = 28.01$ g/mol

5. Se obtiene los calores específicos (C_p) a 136.545°C (409.55 K):

Se usa valores de C_p para cada gas a la temperatura de 136.545°C (409.695 K).

Los valores aproximados son:

- $C_{pCO_2} \approx 37.7$ J/(mol·K)
- $C_{pCO} \approx 29.4$ J/(mol·K)
- $C_{pC} \approx 8.5$ J/(mol·K) (aproximación, el hollín es sólido)
- $C_{pO_2} \approx 29.5$ J/(mol·K)

- $C_{p_{H_2O}} \approx 34.3 \text{ J/(mol}\cdot\text{K)}$
- $C_{p_{N_2}} \approx 29.2 \text{ J/(mol}\cdot\text{K)}$

Finalmente, los valores se reemplazan en la Ec. (16):

$$\overline{Cp}_{GR} = \frac{\sum (fM_i * Cp_i)}{\sum fM_i * M_i}$$

$$\overline{Cp}_{GR}$$

$$= \frac{0.0949 * 37.7 + 0.0066 * 29.4 + 0.0078 * 8.5 + 0.0387 * 29.5 + 0.1171 * 34.3 + 0.7349 * 29.2}{0.0949 * 44.01 + 0.0066 * 28.01 + 0.0078 * 12.01 + 0.0387 * 32.00 + 0.1171 * 18.02 + 0.7349 * 28.01}$$

$$\overline{Cp}_{GR} = 1069.55 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$\therefore \overline{Cp}_{GR} = 1.069 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Para hallar la potencia perdida causada por los gases residuales, haremos uso de la Ec. (15). Por otro lado, conociendo la temperatura del ambiente de 16.21°C (289.36 K) y la temperatura promedio de los gases de combustión en la chimenea de 136.545°C (409.695K), tenemos:

$$H'_1 = \dot{m}_{GR} * \overline{Cp}_{GR} * (T_{GR} - T_{air})$$

$$H'_1 = 0.202 \text{ kg/s} * 1.069 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} * (409.695\text{K} - 289.36\text{K})$$

$$\therefore H'_1 = 25.985 \text{ kW}$$

Para hallar la potencia calorífica total, se emplea la Ec. (36) y luego la desarrollamos en la Ec. (37).

Para:

Combustible que alimenta a la caldera:

- PCI del Diesel Premium DB5 S50 = 39860.45 kJ/kg
- $\dot{m}_c = 0.00775 \text{ kg/s}$
- $Cp_c = 2.05 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
- $T_c = 17.8^\circ\text{C} + 273.15 = 290.95 \text{ K}$

Aire que ingresa al ventilador:

- $\dot{m}_a = 0.194 \text{ kg/s}$
- $Cp_a = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
- $T_a = 16.21^\circ\text{C} + 273.15 = 289.36 \text{ K}$

Por lo tanto, reemplazando estos valores en Ec. (37) tenemos:

$$H_T = (\dot{m}_a * Cp_a * T_a) + \dot{m}_c * (PCI + Cp_c * T_c)$$

$$H'_T = (0.194 \text{ kg/s} * 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} * 289.36 \text{ K}) + 0.00775 \text{ kg/s} * (39860.45 \text{ kJ/kg} + 2.05 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} * 290.95 \text{ K})$$

$$H'_T = 369.957 \text{ kJ/s}$$

$$\therefore H'_T = 369.957 \text{ kW}$$

Finalmente lo reemplazamos en la Ec. (14) tenemos:

$$q'_1 = \frac{H'_1}{H'_T} * 100\%$$

$$q'_1 = \frac{25.985 \text{ kW}}{369.957 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q'_1 = 7.024 \%$$

4.4.2. Pérdida de Calor por Combustión Incompleta [q_2']

El dispositivo Testo 300 registró una concentración promedio de monóxido de carbono de 3.273 ppm. Mediante la ecuación estequiométrica balanceada, considerando la presión de la ciudad del Cusco (0.7 atm) y la temperatura de los gases de escape (136.545 °C / 409.695 K), se calculó una densidad para los gases residuales de 0.593 kg/m³. Con base en esta

densidad y un flujo másico de gases residuales de 0.202 kg/s , se determinó que el flujo volumétrico correspondiente es de 0.341 m³/s.

De la Ec. (19), tenemos el fujo másico de monóxido de carbono:

$$\dot{m}_{co} = \frac{C_{co} * \dot{V}_{GR} * M_{co}}{6.792 * 10^3}$$

$$\dot{m}_{co} = \frac{3.273 \text{ ppm} * 0.341 \text{ m}^3/\text{s} * 28.01 \text{ g/mol}}{6.792 * 10^3}$$

$$\dot{m}_{co} = 4.603 * 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Remplazando en la Ec. (18) se tiene:

$$H'_2 = \dot{m}_{co} * PCI_{co}$$

$$H'_2 = 4.603 * 10^{-3} \text{ kg/s} * 10.11 \text{ MJ/kg}$$

$$\therefore H'_2 = 46.534 \text{ kW}$$

Finalmente, reemplazamos el resultado en la Ec. (17) se obtiene:

$$q'_2 = \frac{H'_2}{H'_T} * 100\%$$

$$q'_2 = \frac{46.534 \text{ kW}}{369.957 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q'_2 = 12.578 \%$$

4.4.3. Pérdidas de Calor por la Presencia de Hollín (q'_3)

El flujo másico de los gases residuales es de 0.202 kg/s , la participación másica de carbono es igual a $g_c = 0.00431$ producto de la ecuación estequiométrica balanceada, siendo el cociente entre la masa de carbono presente en los gases y la masa total de los gases. Además, el poder calorífico del carbono es igual a 32714.7 kJ/ kg .

Para llegar a obtener la potencia perdida por Hollín usamos la Ec. (12).

$$H'_3 = \dot{m}_{GR} * g_c * PCI_C$$

$$H'_3 = 0.202 \text{ kg/s} * 0.00431 * 32714.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\therefore H'_3 = 28.482 \text{ kW}$$

Asimismo, el porcentaje a partir de la Ec. (20) es:

$$q'_3 = \frac{H'_3}{H'_T} * 100\%$$

$$q'_3 = \frac{28.482 \text{ kW}}{369.957 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q'_3 = 7.699 \%$$

4.4.4. Pérdida de Calor por Purgas (q'_4)

El calor total proporcionado por el quemador es de 369.957 kW, la caldera está regulada para trabajar a 55 PSI, por lo tanto, la entalpía de vapor saturado a la salida de la caldera es de 2733 kJ/kg; por otro lado, la temperatura del agua a la entrada de la caldera en promedio es de 35 °C, por lo tanto, la entalpía de líquido comprimido del agua de alimentación a la entrada de la caldera viene a ser de 146.68 kJ/kg.

Reemplazando valores en la Ec. (25):

$$\dot{m}_{VS} = \frac{H'_T}{h_g - h_w}$$

$$\dot{m}_{VS} = \frac{369.957 \text{ kW}}{2733 \text{ kJ/kg} - 146.68 \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{VS} = 0.143 \text{ kg/s}$$

Del Anexo 15 se toma los datos para siguiente tabla:

Tabla 4.10

SDT analizados en el agua

STD_c Permisibles en el agua de la caldera acuotubular	3500 ppm
$< 3500\text{ppm}$	
STD_w en el agua de alimentación	440 ppm

Nota. Fuente tomada del análisis de agua hecha en las calderas Quispe, (2024).

El flujo másico de purgas según la Ec. (24) está dado por:

$$\dot{m}_{purgas} = \dot{m}_{VS} * \left(\frac{SDT_w}{SDT_c - SDT_w} \right)$$

$$\dot{m}_{purgas} = 0.143 \text{ kg/s} * \left(\frac{440 \text{ ppm}}{3500 \text{ ppm} - 440 \text{ ppm}} \right)$$

$$\dot{m}_{purgas} = 0.0206 \text{ kg/s}$$

Si la presión de la caldera es de 55 PSI, la entalpia del agua saturada liberada tiene un valor de 600 kJ/kg.

Entonces, en la Ec. (23) tenemos:

$$H'_4 = \dot{m}_{purgas} * (h_f - h_w)$$

$$H'_4 = 0.0206 \text{ kg/s} * (600 \text{ kJ/kg} - 146.68\text{kJ/kg})$$

$$\therefore H'_4 = 9.338 \text{ kW}$$

Finalmente, reemplazando los valores en la Ec. (22):

$$q'_4 = \frac{H'_4}{H'_T} * 100\%$$

$$q'_4 = \frac{9.338 \text{ kW}}{369.957 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q'_4 = 2.524 \%$$

4.4.5. Pérdida de Calor por Convección [q'_5]

- **Tapa superior de la caldera**

La temperatura de la tapa superior de la caldera se encuentra a 137 °C y la temperatura ambiente es aproximadamente 16.21 °C.

Por lo tanto, según la Ec. (28) la temperatura de película viene a ser.

$$T_f = \left(\frac{T_s + T_\infty}{2} \right) = \left(\frac{137^\circ\text{C} + 16.21^\circ\text{C}}{2} \right) = 76.605^\circ\text{C}$$

A partir de esta temperatura se determinará mediante interpolación de valores, véase el **Anexo 25**, la tabla de selección de valores:

Tabla 4.11

Propiedades del aire a presión atmosférica

PROPIEDADES	Temperatura de 76.605 °C
Conductividad térmica	$k = 0.02928 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
Viscosidad Cinemática	$\nu = 2.062 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Numero de Prandtl	$Pr = 0.7162$

Nota. Las propiedades son el resultado de la interpolación a la temperatura dada.

La caldera no tiene un agente externo que fuerce al aire a tomar una dirección determinada sobre la superficie, por lo tanto, la transferencia de calor por convección se da de manera libre o natural.

Por otro lado, las dimensiones tomadas de la caldera se muestran en la Tabla 4.12 son:

Tabla 4.12

Dimensiones de la caldera de 80 BHP

Característica principal	Diámetro exterior	Longitud
Caldera pirotubular	1.72 m	2.10 m

Nota. Elaboración propia basada en las mediciones hechas en la caldera.

Para analizar la convección de la tapa superior de una caldera de disposición vertical, debes tratar la tapa como una placa horizontal caliente, con la superficie superior expuesta al ambiente más frío, según el Anexo 26 la longitud característica de la tapa superior viene a ser

$$\text{de } L_c = \frac{A_s}{P} = \frac{D_{\text{tapa}}}{4} = 0.43 \text{ m}$$

Coefficiente de expansión volumétrica,

$$\beta = \left(\frac{1}{T_f + 273} \right) = \left(\frac{1}{76.605^\circ\text{C} + 273} \right) = 2.860 * 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

Teniendo en cuenta la Ec. (27), determinamos el número de Grashof:

$$Gr_{Lc} = \frac{9.81 * \beta * (T_s - T_\infty) * Lc^3}{\nu^2}$$

$$Gr_L = \frac{9.81 \text{ m/s}^2 * (2.860 * 10^{-3} \text{ K}^{-1}) * (137^\circ\text{C} - 16.21^\circ\text{C}) * (0.43 \text{ m})^3}{(2.062 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$Gr_D = 0.634 * 10^9$$

Según la Ec. (29), el Numero de Rayleigh es:

$$Ra_{Lc} = Gr_L * Pr$$

$$Ra_D = 0.634 * 10^9 * 0.7162$$

$$Ra_D = 0.454 * 10^9$$

Para la placa plana horizontal, se empleará la fórmula 9.23 detallada en el Anexo 26

Numero de Nusselt tomando como referencia la Ec. (31) es:

$$Nu_{Lc} = 0.15 * Ra_{Lc}^{1/3}$$

$$Nu_D = 0.15 * (0.454 * 10^9)^{1/3}$$

$$Nu_D = 115.274$$

El coeficiente de convección promedio según la Ec. (30) es:

$$h_{Lc} = \frac{Nu_L * k}{L_c} = \frac{115.274 * 0.02928 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0.43 \text{ m}}$$

$$h_D = 7.782 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

El área superficial de la cara frontal de la caldera, para placas verticales:

$$A_S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi * (1.72 \text{ m})^2}{4} = 2.324 \text{ m}^2$$

Finalmente, la Perdida por convección libre o natural según la Ec. (26) es:

$$\dot{Q}_{conv} = h_D * A_S (T_s - T_\infty)$$

$$\dot{Q}_{convTS} = 7.782 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} * 2.324 \text{ m}^2 * (137 \text{ }^\circ\text{C} - 16.21 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\therefore \dot{Q}_{convTS} = 2.185 \text{ kW}$$

- **Envolvente de la caldera**

La temperatura de la envolvente de la caldera se encuentra a 48.35 °C y la temperatura ambiente es aproximadamente 16.21 °C.

Por lo tanto, según la Ec. (28) la temperatura de película viene a ser:

$$T_f = \left(\frac{T_s + T_\infty}{2} \right) = \left(\frac{48.35 \text{ }^\circ\text{C} + 16.21 \text{ }^\circ\text{C}}{2} \right) = 32.28 \text{ }^\circ\text{C}$$

A partir de esta temperatura se determinará mediante interpolación de valores, véase el Anexo 25, la tabla de selección de valores:

Tabla 4.13

Propiedades del aire a presión atmosférica

PROPIEDADES	Temperatura de 32.28 °C
Conductividad térmica	$k = 0.02605 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
Viscosidad Cinemática	$\nu = 1.629 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Numero de Prandtl	$Pr = 0.7273$

Nota: Los valores son obtenidos mediante la interpolación a la temperatura dada.

La caldera no tiene un agente externo que fuerce al aire a tomar una dirección determinada, por lo tanto, la transferencia de calor por convección se da de manera libre o natural.

Por otro lado, las dimensiones tomadas de la caldera se muestran en la Tabla 4.14 son:

Tabla 4.14

Dimensiones de la caldera acuotubular de 80 BHP

Característica principal	Diámetro exterior	Longitud
Caldera pirotubular	1.72 m	2.10 m

Nota. Elaboración propia basada en las mediciones hechas en la caldera.

Longitud Característica según el Anexo 25 viene a ser la altura de la caldera:

$$L_c = L = 2.10 \text{ m}$$

Coefficiente de expansión volumétrica,

$$\beta = \left(\frac{1}{T_f + 273} \right) = \left(\frac{1}{32.28^\circ\text{C} + 273} \right) = 3.276 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

Teniendo en cuenta la Ec. (27), determinamos el número de Grashof:

$$Gr_{Lc} = \frac{9.81 * \beta * (T_s - T_\infty) * Lc^3}{\nu^2}$$

$$Gr_L = \frac{9.81 \text{ m/s}^2 * (3.276 * 10^{-3} \text{ K}^{-1}) * (48.35^\circ\text{C} - 16.21^\circ\text{C}) * (2.10\text{m})^3}{(1.629 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$Gr_L = 3.605 * 10^{10}$$

Según la Ec. (29), el Numero de Rayleigh es:

$$Ra_{Lc} = Gr_L * Pr$$

$$Ra_L = 3.605 * 10^{10} * 0.7273$$

$$Ra_L = 2.622 * 10^{10}$$

Numero de Nusselt tomando como referencia la Ec. (31) es:

Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical según el Anexo 25 cuando:

$$D \geq \frac{35 * L}{Gr_L^{1/4}}$$

$$1.72 \text{ m} \geq 0.169$$

Por lo tanto, la ecuación para determinar el número de Nusselt está dado por la ecuación 9.21 detallada en el Anexo 26.

$$Nu_{Lc} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * (2.622 * 10^{10})^{1/6}}{[1 + (0.492/0.7273)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_L = 343.696$$

Coefficiente de convección promedio según la Ec. (30) es:

$$h_{Lc} = \frac{Nu_{Lc} * k}{L_c} = \frac{343.696 * 0.02605 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{2.10 \text{ m}}$$

$$h_L = 4.263 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

El área superficial de la cara frontal de la caldera, para placas verticales:

$$A_S = \pi * D * L = \pi * 1.72 \text{ m} * 2.10 \text{ m} = 11.34 \text{ m}^2$$

Finalmente, la Perdida por convección libre o natural según la Ec. (26) es:

$$\dot{Q}_{conv} = h_L * A_S (T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{convE} = 4.263 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} * 11.34 \text{ m}^2 * (48.35 \text{ °C} - 16.21 \text{ °C})$$

$$\therefore \dot{Q}_{convE} = 1.555 \text{ kW}$$

- **Tapa inferior de la caldera**

La temperatura de la tapa inferior de la caldera se encuentra a 132.4 °C y la temperatura ambiente es aproximadamente 16.21 °C.

Por lo tanto, según la Ec. (28) la temperatura de película viene a ser.

$$T_f = \left(\frac{T_s + T_\infty}{2} \right) = \left(\frac{132.4 \text{ } ^\circ\text{C} + 16.21 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} \right) = 74.305 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A partir de esta temperatura se determinará la interpolación de valores, véase el Anexo 25.

Tabla 4.15

Propiedades del aire a presión atmosférica

PROPIEDADES	Temperatura a 76.605 °C
Conductividad térmica	$k = 0.02912 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
Viscosidad Cinemática	$\nu = 2.039 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Numero de Prandtl	$Pr = 0.7167$

Nota. Los valores obtenidos son el resultado de la interpolación a la temperatura dada

La caldera no tiene un agente externo que fuerce al aire a tomar una dirección determinada sobre la superficie, por lo tanto, la transferencia de calor por convección se da de manera libre o natural.

Por otro lado, las dimensiones tomadas de la caldera se muestran en la Tabla 4.6 son:

Tabla 4.16

Dimensiones de la caldera acuotubular de 80 BHP

Característica principal	Diámetro exterior	Longitud
Caldera acuotubular	1.72 m	2.10 m

Nota. Elaboración propia basada en las mediciones hechas en la caldera.

Para la tapa inferior de la caldera vertical (tratada como una placa horizontal caliente orientada hacia abajo), la longitud característica es el diámetro de la tapa dividido entre cuatro

$$L_c = \frac{D_{\text{tapa}}}{4} = 0.43 \text{ m.}$$

Coeficiente de expansión volumétrica,

$$\beta = \left(\frac{1}{T_f + 273.15} \right) = \left(\frac{1}{74.305 \text{ } ^\circ\text{C} + 273.15} \right) = 2.879 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

Teniendo en cuenta la Ec. (27), determinamos el número de Grashof:

$$Gr_{Lc} = \frac{9.81 \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot Lc^3}{\nu^2}$$

$$Gr_D = \frac{9.81 \text{ m/s}^2 \cdot (2.879 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}) \cdot (132.4 \text{ } ^\circ\text{C} - 16.21 \text{ } ^\circ\text{C}) \cdot (0.43 \text{ m})^3}{(2.039 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$Gr_D = 0.627 \cdot 10^9$$

Según la Ec. (29), el Numero de Rayleigh es:

$$Ra_{Lc} = Gr_{Lc} \cdot Pr$$

$$Ra_D = 0.627 \cdot 10^9 \cdot 0.7167$$

$$Ra_D = 0.450 \cdot 10^9$$

Para la placa plana horizontal, se empleará la fórmula 9.24 detallada en el Anexo 26.

El número de Nusselt tomando como referencia la Ec. (31) es:

$$Nu_{Lc} = 0.27 \cdot Ra_{Lc}^{1/4}$$

$$Nu_D = 0.27 \cdot (0.450 \cdot 10^9)^{1/4}$$

$$Nu_D = 39.320$$

El coeficiente de convección promedio según la Ec. (30) es:

$$h_{Lc} = \frac{Nu_{Lc} \cdot k}{L_c} = \frac{39.320 \cdot 0.02912 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0.43 \text{ m}}$$

$$h_{Lc} = 2.657 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Área superficial de la cara frontal de la caldera, para placas verticales:

$$A_S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi * (1.72 \text{ m})^2}{4} = 2.324 \text{ m}^2$$

Finalmente, la Pérdida por convección libre o natural según la Ec. (26) es:

$$\dot{Q}_{conv} = h_{Lc} * A_S (T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{convTI} = 2.657 \frac{W}{m^2 K} * 2.324 \text{ m}^2 * (132.4 \text{ °C} - 16.21 \text{ °C})$$

$$\therefore \dot{Q}_{convTI} = 0.717 \text{ kW}$$

Por lo tanto, la pérdida de potencia de calor por presencia de hollín se halla con la siguiente formula:

$$H'_5 = \dot{Q}_{convTS} + \dot{Q}_{conE} + \dot{Q}_{convTI}$$

$$H'_5 = 2.185 \text{ kW} + 1.555 \text{ kW} + 0.717 \text{ kW}$$

$$\therefore H'_5 = 4.457 \text{ kW}$$

Finalmente se reemplaza en la Ec. (14) y se tiene:

$$q'_5 = \frac{4.457 \text{ kW}}{369.957 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q'_5 = 1.205 \%$$

4.4.6. Pérdida de Calor por Radiación [q'_6]

- **Tapa superior de la caldera**

El intercambio neto de calor por radiación se presenta en recintos especiales de dos superficies grises y difusas, véase en el Anexo 27. La caldera acuotubular tiene una tapa superior de acero al carbono con una superficie áspera (Anexo 28), por lo tanto:

Emisividad(ε) = 0.94 - 0.97 (en el rango de 100–700°F).

En nuestro caso tomaremos $\varepsilon = 0.95$ porque la tapa frontal suele comportarse como un cuerpo negro aproximado.

Además, la constante de Stefan-Boltzmann es de $\sigma = 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{m^2.K^4}$ y el diámetro exterior es de 1.72 m, para un área de $A_s = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * (1.72 \text{ m})^2}{4} = 2.324 \text{ m}^2$.

Finalmente, la temperatura de la superficie de la tapa tiene un valor de 137 °C y la temperatura dentro de las instalaciones de la casa de máquinas tiene una temperatura de 16.21 °C.

Según la ecuación Ec. (33) se tiene:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{radF} &= A_s * \varepsilon * \sigma * [(T_s + 273.15)^4 + (T_a + 273.15)^4] \\ \dot{Q}_{radTS} &= 2.324 \text{ m}^2 * 0.95 * 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{m^2.K^4} * [(137 \text{ °C} + 273.15)^4 + \\ &\quad (16.21 \text{ °C} + 273.15)^4] \\ \therefore \dot{Q}_{radTS} &= 4.420 \text{ kW}\end{aligned}$$

- **Superficie envolvente de la caldera**

El intercambio neto de calor por radiación se presenta en recintos especiales de dos superficies grises y difusas, véase en el Anexo 27. La caldera acuotubular tiene una superficie envolvente hecha de una lámina de acero pintada de color rojo, por lo tanto, se podría considerar como una lámina de acero, con una capa de óxido resistente y áspero (Anexo 28):

$$\text{Emisividad}(\varepsilon) = 0.80 \text{ (rango de temperatura de 75 K)}.$$

En nuestro caso tomaremos $\varepsilon = 0.85$ para una caldera acuotubular en condiciones operativas normales (no pulida, con posible exposición a calor y humedad).

Además, la constante de Stefan-Boltzmann es de $\sigma = 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{m^2.K^4}$, el diámetro de la caldera es de 1.72 m y la longitud es de 2.10 m, entonces el área superficial es de: $A_s =$

$$\pi * L_C * D_C = \pi * 2.10 * 1.72 = 11.347 \text{ m}^2$$

Finalmente, la temperatura de la superficie de la tapa tiene un valor de 48.35 °C y la temperatura dentro de las instalaciones de la casa de máquinas tiene una temperatura de 16.21 °C.

Según la ecuación Ec. (33) se tiene:

$$\dot{Q}_{radF} = A_s * \varepsilon * \sigma * [(T_s + 273.15)^4 + (T_\alpha + 273.15)^4]$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{radE} &= 11.347 \text{ m}^2 * 0.85 * 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{m^2.K^4} \\ &* [(48.35 \text{ °C} + 273.15)^4 + (16.21 \text{ °C} + 273.15)^4] \\ \therefore \dot{Q}_{radE} &= 9.676 \text{ kW}\end{aligned}$$

- **Tapa inferior de la caldera**

El intercambio neto de calor por radiación se presenta en recintos especiales de dos superficies grises y difusas, véase en el Anexo 27. La caldera acuotubular tiene una tapa inferior de acero al carbono con una superficie áspera (Anexo 28), por lo tanto:

$$\text{Emisividad}(\varepsilon) = 0.94 - 0.97 \text{ (en el rango de } 100\text{--}700^\circ\text{F)}.$$

En nuestro caso tomaremos $\varepsilon = 0.96$ porque la tapa inferior está ligeramente oxidada y suele comportarse como un cuerpo negro aproximado.

Además, la constante de Stefan-Boltzmann de $\sigma = 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{m^2.K^4}$ y el diámetro

$$\text{exterior de la caldera es de } 1.72 \text{ m para un área de } A_s = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * (1.72 \text{ m})^2}{4} = 2.324 \text{ m}^2.$$

Finalmente, la temperatura de la superficie de la tapa tiene un valor de 132.4 °C y la temperatura dentro de las instalaciones de la casa de máquinas tiene una temperatura de 16.21 °C .

Según la ecuación Ec. (33) se tiene:

$$\dot{Q}_{radF} = A_s * \varepsilon * \sigma * [(T_s + 273.15)^4 + (T_\alpha + 273.15)^4]$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{radI} &= 2.324 \text{ m}^2 * 0.96 * 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{m^2.K^4} * [(132.4 \text{ °C} + 273.15)^4 + \\ &(16.21 \text{ °C} + 273.15)^4] \\ \therefore \dot{Q}_{radI} &= 4.308 \text{ kW}\end{aligned}$$

Por lo tanto, en calor se halla con la siguiente formula:

$$H'_6 = \dot{Q}_{radTS} + \dot{Q}_{radE} + \dot{Q}_{radTI}$$

$$H'_6 = 4.420 \text{ kW} + 9.676 \text{ kW} + 4.308 \text{ kW}$$

$$\therefore H'_6 = 18.404 \text{ kW}$$

Entonces, reemplazamos los valores encontrados en la Ec. (34).

$$q'_6 = \frac{H'_6}{H'_T} * 100\%$$

$$q'_6 = \frac{18.404 \text{ kW}}{369.957 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q'_6 = 4.975 \%$$

Finalmente, el rendimiento energético de la caldera de 80 BHP según la Ec. (13) es de:

$$\eta_{energ} = 100\% - (q'_1 + q'_2 + q'_3 + q'_4 + q'_5 + q'_6)\%$$

$$\eta_{energ} = 100\% - (7.024 + 12.578 + 7.699 + 2.520 + 1.205 + 4.975)\%$$

$$\eta_{energ} = 100\% - (36.005)\%$$

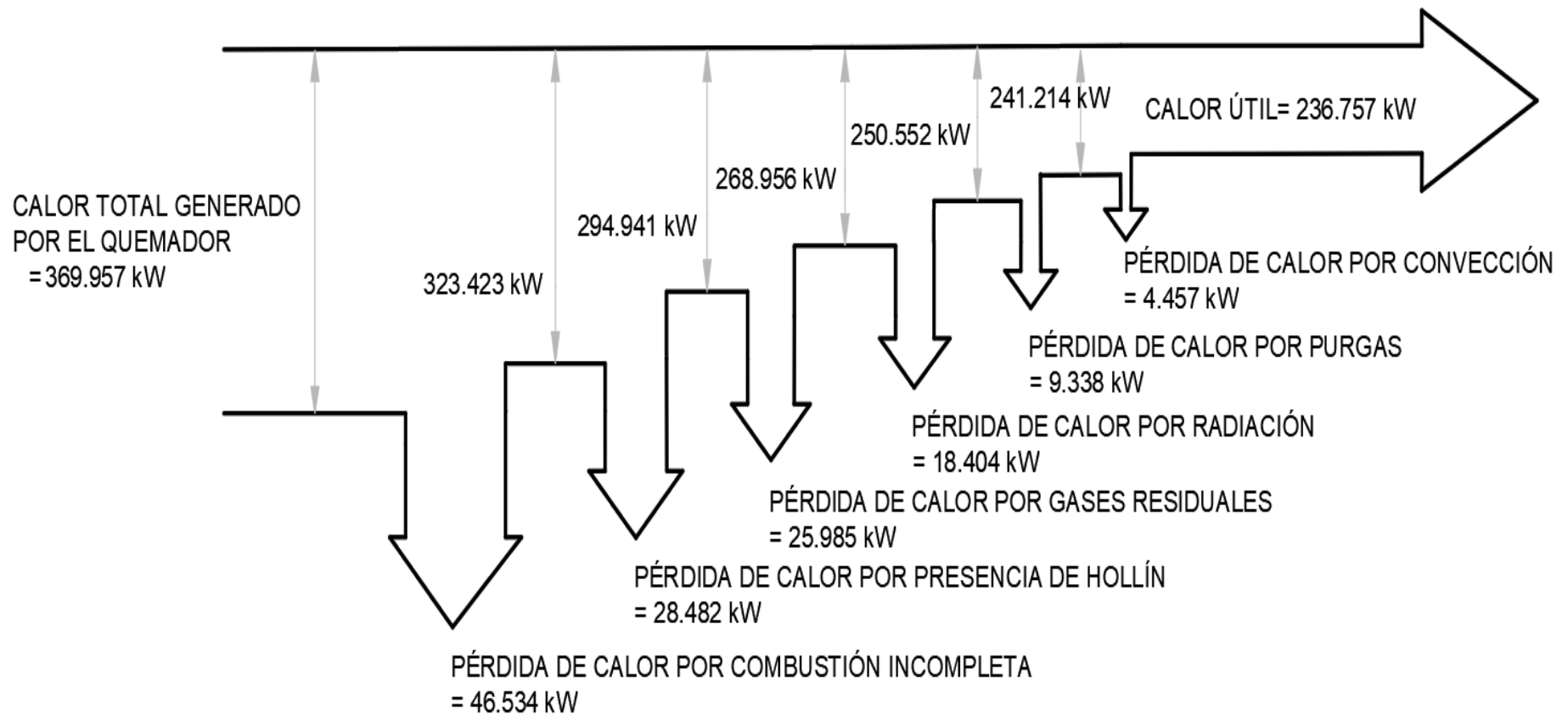
$$\eta_{energ} = 63.995 \%$$

Por lo tanto, la eficiencia actual de la caldera de 80 BHP es de 64.441 % considerando las perdidas más trascendentales. Considerando el rango de valores típicos de eficiencia del 65% al 85% se observa una eficiencia por debajo de lo esperado, aunque por un margen menor al 1%. Este nivel de eficiencia se debe a todas las pérdidas generadas en el proceso por lo cual se sustenta el aporte significativo que tendrá la implementación de las mejoras.

4.4.7. Diagrama de Sankey en Condiciones actuales de operación de la caldera de 80 BHP

Figura 4.8

Diagrama de Sankey, en condiciones actuales de la caldera de 80 BHP



Nota. El diagrama de Sankey muestra las pérdidas de calor se dan de manera progresiva.

El análisis del diagrama revela un desempeño térmico deficiente en la caldera, donde solo una fracción del calor generado (369.957 kW) se aprovecha efectivamente, evidenciando pérdidas significativas que reducen su eficiencia por debajo de los estándares industriales. La combustión incompleta (46.534 kW) y la acumulación de hollín (28.482 kW) emergen como las principales fuentes de ineficiencia, seguidas por las pérdidas en gases residuales (25.985 kW) y radiación (18.404 kW), mientras que las purgas (9.338 kW) y convección (4.457 kW) contribuyen adicionalmente al desperdicio energético. Esta situación se refleja también en el análisis de eficiencia energética de la caldera, donde se obtuvo un porcentaje de 64.441% (fuera del rango típico de eficiencia del 65% al 85%)

CAPITULO V

5. OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO Y CONSUMO ENERGÉTICO A PARTIR DE LA SELECCIÓN DE EQUIPOS COMPLEMENTARIOS.

5.1. Selección de equipos para la caldera de 150 BHP

La caldera de 150 BHP presenta varias pérdidas de calor en diferentes puntos. La pérdida de calor más trascendental se da por la presencia de hollín producto de una mala combustión, generando una pérdida de calor de 156.620 kW.

Para mitigar este problema, se propone la implementación de un economizador que aproveche la temperatura del vapor FLASH para calentar el aire que alimenta al quemador en el proceso de ignición; adicional a ello, se propone la instalación de un segundo economizador el cual aprovechará la temperatura de los gases de combustión para calentar el agua procedente del tanque de retorno de condensados II.

5.1.1. Selección del Primer Economizador

5.1.1.1. Parámetros del primer economizador.

Para la selección del primer economizador, debemos de considerar los siguientes parámetros :

- Diámetro del tubo a la salida del tanque rompedor de purgas = 2" 1/2
- La eficiencia del primer economizador será del 80% porque es el más común en el mercado.
- Flujo másico de vapor de 0.807 kg/s
- Flujo masico de aire de 1.243 kg/s

Tabla 5.1

Selección del primer economizador

Caldera sin economizador	Caldera con economizador
Temperatura del vapor FLASH = 130 °C	La temperatura de vapor Flash disminuye y se llega a condensar
Temperatura del aire a la entrada del ventilador del quemador de la caldera = 16.21 °C	Temperatura del aire a la entrada del ventilador en el quemador de la caldera = 61.052 °C

Nota. Elaboración propia.

En base a los cálculos realizados para la mejora de la eficiencia, se hizo una cotización a la empresa SHENZHEN HYLITA HEAT EXCHANGERS CO, LTD para la propuesta del primer economizador (vapor FLASH /aire del ambiente),véase el *Anexo 3I* y la Figura 5.1:

Figura 5.1

Primer Intercambiador de calor de tubos y coraza modelo JG426.1450. 08-18.

设备名称及位号:		工况描述:				
热侧: 饱和蒸汽, 130.56℃						
冷侧: 空气, 4474.8kg/h						
热交换器型号	MODEL	JG426.1450.08-18				
流体分配	FLUID ALLOCATION	管程/Tube	壳程/Shell	单位/Unit		
介质	MEDIUM	蒸汽 steam	空气 air	/		
质量流量	MASS FLOW	82 (最大 100.8)	4474.8	kg/h		
气相分率	MASSVFRA	1/0	1/1	/		
密度	RHOMX	1.48/984.7	1.38/1.16	kg/m³		
导热系数	KMX	0.0272/0.6451	0.0242/0.0288	W/m · °C		
比热容	CPMX	2.234/4.185	1.004/1.006	kJ/kg-K		
粘度	MUMX	0.0133/0.4623	0.0182/0.0198	mPa-s		
潜热	LATENT HEAT	2165	/	kJ/kg		
进/出口温度	IN/OUT TEMP	130.56/62	16.21/61.05	℃		
设计温度	DESIGN TEMP	203	203	℃		
操作压力	OPERATING PRESS	0.18	0.015	MPa		
设计压力	DESIGN PRESS	0.4	0.4	MPa		
热负荷 Duty (kW)	对数温差 LMTD (℃)	换热面积 Area (m²)	主体材质 Material	参考尺寸 DxH (mm)	安装方式 Orientation	特检证 TS Certification
56	56.8	18	31603/30408	/	立式	/

Nota. Cotización hecha en la página web <https://www.alibaba.com/product-detail/Stainless-Steel-Spiral-Wound-Shell>.

5.1.1.2. Primer intercambiador (vapor FLASH /aire del ambiente).

5.1.1.2.1. Aire del entorno que ingresa al intercambiador (Fluido Frío).

El aire que ingresa al ventilador de la caldera y que sirve como comburente lo hace con una temperatura promedio de 16.21 °C.

5.1.1.2.2. Vapor FLASH que se genera y que ingresa al intercambiador (Fluido caliente)

El vapor FLASH se genera en el tanque rompedor de purgas, ver la Figura 5.2. Este vapor, se genera producto de la despresurización violenta que sufre el agua desechada por la caldera en el interior del tanque rompedor de purgas.

Figura 5.2

Tanque rompedor de purgas en donde se genera el vapor FLASH.



Nota. Elaboración propia

La presión con la que se evacua el líquido al abrir la cuarta parte de la válvula de globo es de 40 Psi(275.790 kPa), la temperatura del vapor en el tanque rompedor de purgas es de 130 °C. Por otra parte, la presión atmosférica del Cusco es de 68.85 kPa.

5.1.1.2.3. *Cálculo de la temperatura ganado por el aire.*

Para hallar dicha temperatura, se tiene que hallar la fracción de vapor FLASH generado. Para esto se utiliza las entalpías de los fluidos que intercambian calor.

La caldera de 150 BHP se alimenta con agua proveniente del tanque de retorno de condensados a 53.4 °C, con una entalpía de 223.56 kJ/kg. La presión de operación de la caldera es de 40 Psi (0.275 MPa), resultando en una temperatura de saturación de 130 °C. A esta temperatura, la entalpía del agua en estado de líquido saturado es de 550 kJ/kg, mientras que la del vapor saturado seco es de 2721.3 kJ/kg.

La fracción de vapor FLASH generado según la Ec. (44) es:

$$F = \frac{h_{agua,saturada} - h_{agua,líquida}}{h_{vapor} - h_{agua,líquida}}$$

$$F = \frac{550 \text{ kJ/kg} - 223.56 \text{ kJ/kg}}{2721.3 \text{ kJ/kg} - 223.56 \text{ kJ/kg}}$$

$$\therefore F = 0.131$$

Luego utilizamos la Ec. (45) y calculamos el flujo másico del vapor FLASH

$$\dot{m}_{vapor} = F * \dot{m}_{purgas}$$

$$\dot{m}_{vapor} = 0.131 * 0.214 \text{ kg/s}$$

$$\therefore \dot{m}_{vapor} = 0.028 \text{ kg/s}$$

Entonces el calor transferido al aire es

$$Q = \dot{m}_{vapor} * (h_{vapor} - h_{agua,líquida})$$

$$Q = 0.028 \text{ kg/s} * (2721.3 \text{ kJ/kg} - 223.56 \text{ kJ/kg})$$

$$\therefore Q = 70.021 \text{ kW}$$

Finalmente, se regula el flujo de aire al hogar mediante el Damper del ventilador de 1.120 kg/s a 1.243 kg/s, con esto se tendrá una mayor entrada de aire y una mejor combustión.

El aumento de temperatura del aire viene a ser:

$$\Delta T = \frac{Q}{\dot{m}_{aire} * C_{p_{aire}}}$$

$$\Delta T = \frac{70.021 \text{ kW}}{1.243 \text{ kg/s} * 1.005 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}}$$

$$T_{salida} - 16.21 \text{ } ^\circ\text{C} = 53.052 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\therefore T_{salida} = 72.262 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.1.1.2.4. Cálculo de la temperatura en condiciones reales

Haciendo una cotización de los intercambiadores a la empresa SHENZHEN HYLITA HEAT EXCHANGERS CO, LTD, véase el *Anexo 3I*, se supo que la eficiencia promedio de un intercambiador era de un 80% . Por lo tanto, el calor útil sería de:

Sabiendo que el calor útil transferido al aire es igual al 80 % del aire teórico, entonces:

$$Q_{util} = 80 \% * Q_{teórico}$$

$$Q_{util} = 80 \% * 70.021 \text{ kW}$$

$$\therefore Q_{util} = 56.017 \text{ kW}$$

Entonces el incremento real de la temperatura del aire es:

$$\Delta T_{real} = \frac{Q_{util}}{\dot{m}_{aire} * C_{p_{aire}}}$$

$$\Delta T_{real} = \frac{56.017 \text{ kW}}{1.243 \text{ kg/s} * 1.005 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}}$$

$$T_{salida,real} - 16.21 \text{ } ^\circ\text{C} = 44.842 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\therefore T_{salida,real} = 61.052 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.1.1.2.5. Reducción del consumo de combustible.

El consumo de combustible está ligado al calor generado por la combustión:

$$\dot{m}_c = \frac{Q_{caldera}}{PCI_{combustible} * \eta_{caldera}}$$

La eficiencia actual de la caldera calculada por el método indirecto fue de 81.022 y si se aprovecha el calor ahorrado, el nuevo consumo de combustible será:

$$\dot{m}_{c,nuevo} = \dot{m}_c - \frac{Q_{ahorrado}}{PCI_{combustible} * \eta_{caldera}}$$

$$\dot{m}_{c,nuevo} = 0.0417 \text{ kg/s} - \frac{56.017 \text{ kW}}{39860.45 \text{ kJ/kg} * 0.809}$$

$$\dot{m}_{c,nuevo} = 0.0399 \text{ kg/s}$$

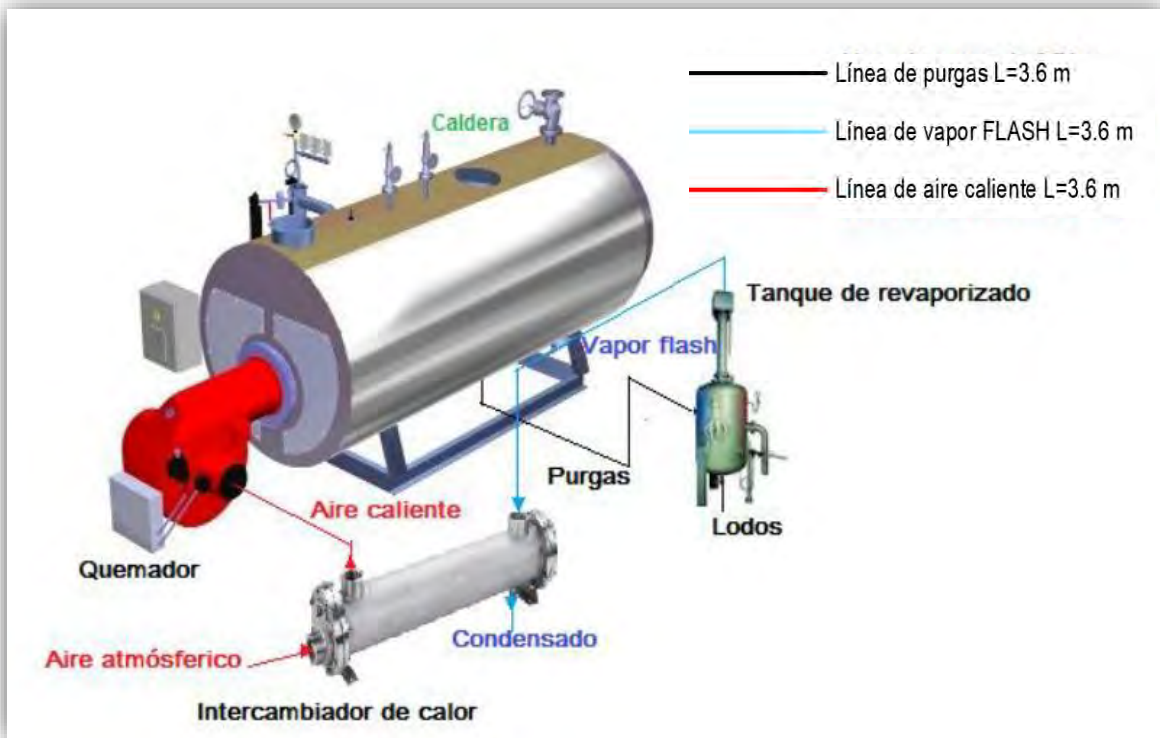
El consumo de combustible se reduce en un 4.159 % por cada 44.842 °C de incremento en la temperatura del aire del ambiente.

5.1.1.3. Forma y ubicación del primer intercambiador .

El economizador estará ubicado a 10 cm por encima del punto de salida de los gases de combustión de la caldera, en una línea paralela a la tubería principal de salida del vapor .

Figura 5.3

Propuesta de la forma y ubicación del primer intercambiador de calor de tubos y coraza.



Nota. Imagen sacada de, (Redhead, 2019).

5.1.2. Selección del Segundo Economizador

5.1.2.1. Parámetros del segundo economizador.

Para la selección del segundo economizador debemos de considerar los siguientes parámetros:

- El diámetro de la chimenea es de 32 cm
- La eficiencia del segundo economizador será del 80 % porque es el más común en el mercado.
- $\dot{m}_{GR} = 1.162 \text{ kg/s}$
- $T_{GR} = 116.844 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Tabla 5.2

Selección del segundo economizador

Caldera sin economizador	Caldera con economizador
Temperatura del agua a la entrada de la caldera = 53.4 °C	Temperatura del agua a la entrada de la caldera = 71.748 °C
Temperatura de los gases de combustión = 116.844 °C	Temperatura de los gases de combustión = 65.144°C

Nota. Elaboración propia

En base a los cálculos realizados para la mejora de la eficiencia, se hizo una cotización a la empresa China GUANGZHOU QINGLI THERMAL MECHANICAL EQUIPMENT CO. para la propuesta del segundo economizador (Gases residuales/ Agua de retorno de condesados), véase el Anexo 32 y la Figura 5.4:

Figura 5.4

Segundo Intercambiador de calor tubular modelo QLZ-6X6X8.

MODEL	Boiler energy saving device specifications											
	Number	Flue gas volume (m³/h)	Flue gas temperature drop (°C)	Water flow (T/h)	L (mm)	H (mm)	W (mm)	D (mm)	D1 (mm)	Interface	Recovery of heat (KW)	Saving natural gas (m³/h)
QLZ-4X4X8	1	≤970	280°C→130°C	1	480	530	580	380	300	DN25	50	5.4
QLZ-5X5X8	2	≤1463	280°C→130°C	1.5	580	530	580	380	300	DN32	75	8
QLZ-6X6X8	3	≤1950	280°C→130°C	2	680	670	580	480	400	DN32	100	10.8
QLZ-7X7X8	4	≤2925	280°C→130°C	3	780	810	580	480	400	DN40	150	16
QLZ-8X8X8	5	≤3900	280°C→130°C	4	880	950	580	580	500	DN40	200	21.5
QLZ-9X8X8	6	≤4225	280°C→130°C	5	980	950	600	580	500	DN50	215	23
QLZ-9X9X8	7	≤5444	280°C→130°C	6	980	1020	600	680	600	DN50	275	29.6
QLZ-10X10X8	8	≤7259	280°C→130°C	8	1080	1160	600	780	700	DN50	365	39
QLZ-12X12X8	9	≤9073	280°C→130°C	10	1280	1230	600	880	800	DN50	455	49
QLZ-13X13X8	10	≤10888	280°C→130°C	12	1380	1370	600	980	900	DN50	550	59

Nota. Cotización hecha en la página web, https://www.alibaba.com/product-detail/Industrial-Stainless-Steel-304-Flue-Gas_60648929970.html.

5.1.2.2. Segundo intercambiador (Gases residuales/ Agua de retorno de condensados).

5.1.2.2.1. *Agua que procede del tanque de retorno de condensado (Fluido Frío).*

El agua que ingresa a la caldera de 150 BHP, precede del tanque de condensados II y es presurizada a 50 Psi por una bomba para vencer la presión interna de la caldera que esta generalmente a 40 Psi.

El agua dentro del tanque de condensados alcanza una temperatura promedio de 53.4 °C en su punto más alto de demanda de vapor (9:00 AM-12:00 AM). Las mediciones que se hicieron sobre la cantidad de agua que era suministrado a la caldera en un determinado tiempo nos dio un flujo másico de 0.591 kg/s considerando la densidad del agua de 1000 Kg/m³.

5.1.2.2.2. *Gases de combustión que salen de la chimenea en el proceso de ignición (Fluido Caliente).*

Las mediciones realizadas en la chimenea con el dispositivo Testo 300 nos arrojó que la temperatura promedio de los gases de combustión en la caldera de 150 BHP es de 116.844 °C (389.994 K). La temperatura de rocío que se puede aprovechar de dichos gases para el incremento de la eficiencia tiene un promedio de 45.144 °C (318.294 K).

El flujo másico de los gases residuales tiene un valor de 1.162 kg/s y su calor específico utilizando la Ec. (16) nos dio un valor de 1.064 kJ/kg °C.

5.1.2.2.3. *Calor cedido por los gases de combustión*

Calculamos la cantidad de calor que los gases pueden ceder al enfriarse desde su temperatura inicial de 116.844 °C hasta la temperatura de 65.144°C.

No se recomienda enfriar los gases hasta la temperatura de rocío 45.144 °C, ya que en aplicaciones reales esto podría traer problemas de condensación de ácidos (daños por corrosión) o fluctuaciones operativas(cambios en la carga de la caldera).

$$Q_{gases} = \dot{m}_{GR} * \overline{Cp}_{GR} * (T_{gases,entrada} - T_{gases,salida})$$

$$Q_{gases} = 1.162 \text{ kg/s} * 1.064 \text{ kJ/kg }^{\circ}\text{C} * (116.844^{\circ}\text{C} - 65.144^{\circ}\text{C})$$

$$\therefore Q_{gases} = 63.920 \text{ kW}$$

5.1.2.2.4. *Calor ganado por el agua.*

Suponiendo que todo este calor es absorbido por el agua que procede del tanque de condensados a una temperatura de 53.4°C y sabiendo que la entalpía a esa temperatura es igual a 225.7 kJ/kg , calculamos el aumento de entalpía del agua.

$$Q_{agua} = \dot{m}_{agua} * (h_{agua,salida} - h_{agua,entrada})$$

Igualando dichas ecuaciones

$$Q_{gases} = Q_{agua}$$

$$63.920 \text{ kW} = 0.591 \text{ kg/s} * (h_{agua,salida} - 225.7 \text{ kJ/kg})$$

$$h_{agua,salida} = 333.856 \text{ kJ/kg}$$

5.1.2.2.5. *Cálculo de la temperatura ganado por el agua.*

Sabemos que el calor específico del agua es de $4.184 \text{ kJ/kg }^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta T = \frac{\Delta h}{Cp_{agua}}$$

$$\Delta T = \frac{333.856 \text{ kJ/kg} - 225.7 \text{ kJ/kg}}{4.184 \text{ kJ/kg }^{\circ}\text{C}}$$

$$\Delta T = 25.850^{\circ}\text{C}$$

$$T_{agua,salida} - 53.4^{\circ}\text{C} = 25.850^{\circ}\text{C}$$

$$\therefore T_{agua,salida} = 79.250^{\circ}\text{C}$$

5.1.2.2.6. Consideraciones de pérdidas de calor en el primer intercambiador.

Haciendo una cotización de los intercambiadores a la empresa GUANGZHOU QINGLI THERMAL MACHINERY EQUIPMENT se supo que la eficiencia promedio de un intercambiador es de un 80% . Por lo tanto, el calor útil sería de:

$$Q_{util} = 0.8 * Q_{calor\ gases}$$

$$Q_{util} = 0.8 * 63.920\text{ kW}$$

$$\therefore Q_{util} = 51.136\text{ kW}$$

Ahora hallamos la temperatura del agua real a la salida del intercambiador, la ecuación se basa en el balance de energía, donde el flujo másico de agua matemáticamente tuvo un valor del 0.591 kg/s.

$$T_{agua,salida} = T_{agua,entrada} + \frac{Q_{util}}{\dot{m}_{agua} * Cp_{agua}}$$

$$T_{agua,salida} = 53.4\text{ °C} + \frac{51.136\text{ kW}}{0.591\text{ kg/s} * 4.184\text{ kJ/kg °C}}$$

$$\therefore T_{agua,salida} = 74.080\text{ °C}$$

5.1.2.2.7. Relación entre la temperatura del agua y el consumo de combustible.

Al precalentar el agua de alimentación utilizando los gases residuales (mediante un intercambiador de calor), se reduce la energía requerida por la caldera para convertir el agua en vapor. Esto disminuye directamente el consumo de combustible.

El calor ahorrado según el precalentamiento del agua se calcula según la ecuación().

$$Q_{ahorrado} = \dot{m}_{agua} * Cp_{agua} * \Delta T_{agua}$$

$$Q_{ahorrado} = 0.591\text{ kg/s} * 4.184\text{ kJ/kg °C} * (74.080\text{ °C} - 53.4\text{ °C})$$

$$\therefore Q_{ahorrado} = 71.136\text{ kW}$$

5.1.2.2.8. Reducción del consumo de combustible.

El consumo de combustible está ligado al calor generado por la combustión:

$$\dot{m}_c = \frac{Q_{caldera}}{PCI_{combustible} * \eta_{caldera}}$$

La eficiencia actual de la caldera calculada por el método indirecto es de 81.022

% y si se aprovecha el calor ahorrado, el nuevo consumo de combustible será:

$$\dot{m}_{c,nuevo} = \dot{m}_c - \frac{Q_{ahorrado}}{PCI_{combustible} * \eta_{caldera}}$$

$$\dot{m}_{c,nuevo} = 0.0417 \text{ kg/s} - \frac{71.136 \text{ kW}}{39860.45 \text{ kJ/kg} * 0.81022}$$

$$\dot{m}_{c,nuevo} = 0.0395 \text{ kg/s}$$

El consumo de combustible se reduce en un 5.28 % por cada 20.680 °C de incremento en la temperatura del agua.

5.1.2.3. Forma y ubicación del segundo intercambiador. El economizador estará ubicado a 10 cm por encima del punto de salida de los gases de combustión de la caldera.

Figura 5.5

Propuesta de la forma y ubicación del segundo intercambiador de calor tipo tubular



Nota. Recopilado de Etalser

5.1.3. Impacto de Implementar Ambos Economizadores en el Consumo de Combustible y Eficiencia:

5.1.3.1.Efecto en la eficiencia de la caldera.

Se recupera calor de los gases residuales para precalentar el agua de alimentación, reduciendo la energía requerida para generar vapor.

5.1.4. Reducción total del flujo másico de combustible (Estimación de Ahorro Energético)

a) Primer intercambiador

$$\Delta \dot{m}_{c1} = \dot{m}_c * Reducción$$

$$\Delta \dot{m}_{c1} = 0.0417 \text{ kg/s} * 5.28 \%$$

$$\therefore \Delta \dot{m}_{c1} = 0.0022 \text{ kg/s}$$

b) Segundo intercambiador

$$\Delta \dot{m}_{c2} = \dot{m}_c * Reducción$$

$$\Delta \dot{m}_{c2} = 0.0417 \text{ kg/s} * 4.159 \%$$

$$\therefore \Delta \dot{m}_{c2} = 0.00173 \text{ kg/s}$$

Finalmente, la reducción acumulada total de combustible al implementarse los dos intercambiadores es:

$$\Delta \dot{m}_{c,total} = \dot{m}_c - (\Delta \dot{m}_{c1} + \Delta \dot{m}_{c2})$$

$$\Delta \dot{m}_{c,total} = 0.0417 \text{ kg/s} - (0.0022 \text{ kg/s} + 0.00173 \text{ kg/s})$$

$$\therefore \Delta \dot{m}_{c,total} = 0.0378 \text{ kg/s}$$

5.1.5. Eficiencia de la Caldera de 150 BHP a Partir de las Mejoras Propuestas

5.1.5.1. Potencia calorífica total después de la mejora

Las condiciones operativas de los fluidos son las siguientes: el aire posee un flujo másico de 1.243 kg/s y un calor específico de 1.005 kJ/kg·K, con una temperatura de ingreso al ventilador de 61.052 °C (334.202 K). En cuanto al Diesel Premium, se registra un flujo másico de 0.0378 kg/s ; este combustible tiene un poder calorífico de 39860.45 kJ/kg, un calor específico de 2.05 kJ/kg·K y su temperatura es de 17.8 °C (290.95 K).

Por lo tanto, reemplazando estos valores en la Ec. (37) tenemos:

$$H_T = (\dot{m}_a * C_{p_a} * T_a) + \dot{m}_c * (PCI + C_{p_c} * T_c)$$

$$H_T = (1.243 \text{ kg/s} * 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} * 334.202 \text{ K}) + 0.0378 \text{ kg/s}$$

$$* (39860.45 \text{ kJ/kg} + 2.05 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} * 290.95 \text{ K})$$

$$\therefore H_T = 1945.302 \text{ kW}$$

5.1.5.1.1. Pérdida por gases residuales[q_1]

El flujo másico de los gases residuales aumenta en 1.281 kg/s por la presencia del intercambiador, la temperatura de los gases residuales se reduce a 65.144 °C mientras que la temperatura del aire aumenta en 46.643 °C.

Reemplazando en la Ec. (15) se tiene:

$$H_1 = \dot{m}_{GR} * \overline{Cp}_{GR} * (T_{GR} - T_{air})$$

$$H_1 = 1.281 \text{ kg/s} * 1.007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{°C} * (65.144\text{°C} - 61.052 \text{ °C})$$

$$\therefore H_1 = 5.278 \text{ kW}$$

Porcentaje perdido:

$$q_1 = \frac{5.278 \text{ kW}}{1945.302 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q_1 = 0.271 \%$$

5.1.5.1.2. Pérdida de calor por combustión incompleta[q_2]

El flujo másico de los gases residuales aumenta en 1.281 kg/s y la implementación del primer intercambiador hace que la densidad de los gases de combustión aumenta en 0.771 kg/m³, por lo que el flujo volumétrico de los gases residuales se reduce a 1.661 m³/s .

Teniendo en cuenta que la concentración de monóxido de carbono disminuye en 0.141ppm a consecuencia del aumento en el caudal y la temperatura del aire, el flujo másico del monóxido de carbono producido según la Ec. (19) es:

$$\dot{m}_{co} = \frac{C_{CO} * \dot{V}_{GR} * M_{CO}}{6.792 * 10^3}$$
$$\dot{m}_{co} = \frac{0.141 \text{ ppm} * 1.661 \text{ m}^3/\text{s} * 28.01 \text{ g/mol}}{6.792 * 10^3}$$
$$\dot{m}_{co} = 9.658 * 10^{-4} \text{ kg/s}$$

Reemplazando en la Ec. (18) se tiene:

$$H_2 = \dot{m}_{co} * PCI_{CO}$$
$$H_2 = 9.658 * 10^{-4} \text{ kg/s} * 10.11 \text{ MJ/kg}$$
$$\therefore H_2 = 9.765 \text{ kW}$$

Finalmente, reemplazamos el resultado en la Ec. (17) se obtiene:

$$q_2 = \frac{H_2}{H_T} * 100\%$$
$$q_2 = \frac{9.765 \text{ kW}}{1945.302 \text{ kW}} * 100\%$$
$$\therefore q_2 = 0.502 \%$$

5.1.5.1.3. Pérdida de calor por presencia de hollín[q_3]

El flujo másico de los gases residuales aumenta en 1.281 kg/s, la participación másica de carbono disminuye a $g_c = 0.00309$ el poder calorífico del carbono es igual a 32770 kJ/kg.

Reemplazando los valores en la Ec. (21) tenemos:

$$H_3 = \dot{m}_{GR} * g_c * PCI_C$$

$$H_3 = 1.281 \text{ kg/s} * 0.00309 * 32770 \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore H_3 = 129.713 \text{ kW}$$

Finalmente, se reemplaza este valor en la Ec. (20)

$$q_3 = \frac{129.713 \text{ kW}}{1945.302 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q_3 = 6.668 \%$$

5.1.5.1.4. Pérdida de calor por purgas[q_4]

Ahora la nueva potencia suministrada por el quemador es de 1945.302 kW. Dado que la caldera sigue trabajando a los 40 Psi (275.790 kPa), la entalpía del vapor saturado a la salida, según el Anexo 21, es de 2720 kJ/kg. Por otro lado, el agua de alimentación ingresa a la caldera con una temperatura de 74.080 °C, correspondiendo a una entalpia de 310.08 kJ/kg.

Reemplazando valores en la Ec. (25):

$$\dot{m}_{VS} = \frac{H_T}{h_g - h_w}$$

$$\dot{m}_{VS} = \frac{1945.302 \text{ kW}}{2720 \text{ kJ/kg} - 310.08 \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{VS} = 0.807 \text{ kg/s}$$

El flujo másico de purgas según la Ec. (24) está dado por:

$$\dot{m}_{purgas} = \dot{m}_{VS} * \left(\frac{SDT_w}{SDT_c - SDT_w} \right)$$

$$\dot{m}_{purgas} = 0.807 \text{ kg/s} * \left(\frac{1260 \text{ ppm}}{6000 \text{ ppm} - 1260 \text{ ppm}} \right)$$

$$\dot{m}_{purgas} = 0.214 \text{ kg/s}$$

Si la presión de la caldera es de 40 PSI, la entalpia del agua saturada liberada tiene un valor de 550 kJ/kg.

Entonces, en la Ec. (23) tenemos:

$$H_4 = \dot{m}_{purgas} * (h_f - h_w)$$

$$H_4 = 0.214 \text{ kg/s} * (550 \text{ kJ/kg} - 310.08 \text{ kJ/kg})$$

$$\therefore H_4 = 51.343 \text{ kW}$$

Finalmente, reemplazando los valores en la Ec. (22):

$$q_4 = \frac{H_4}{H_T} * 100\%$$

$$q_4 = \frac{51.343 \text{ kW}}{1945.302 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q_4 = 2.639 \%$$

5.1.5.1.5. Pérdidas de calor por convección[q_5]

La caldera de 150 BHP sufre perdidas de calor por convección en tres partes específicas como son: cara frontal, cara posterior y en la envolvente.

La pérdida de calor por convección se incrementa ligeramente debido a que la potencia calorífica se incrementa en 1823.622 kW.

Superficie frontal de la caldera

La temperatura de la cara frontal se la caldera se disminuye a 96.651 °C debido al mayor aprovechamiento de la potencia calorífica en la entrada del quemador; sin embargo, la temperatura del ambiente permanece en 16.21°C.

la Perdida por convección libre o natural según la Ec. (26) es:

$$\dot{Q}_{conv} = h_{Lc} * A_S(T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{convF} = 5.474 \frac{W}{m^2 K} * 2.835 m^2 * (96.651 ^\circ C - 16.21 ^\circ C)$$

$$\therefore \dot{Q}_{convF} = 1.248 kW$$

Superficie posterior de la caldera

La temperatura de la cara frontal se la caldera disminuye a 98.004 °C debido al mejor aprovechamiento de la potencia calorífica en la entrada del quemador; sin embargo, la temperatura del ambiente permanece en 16.21°C.

la Perdida por convección libre o natural según la Ec. (26) es:

$$\dot{Q}_{conv} = h_{Lc} * A_S(T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{convP} = 5.658 \frac{W}{m^2 K} * 2.835 m^2 * (98.004 ^\circ C - 16.21 ^\circ C)$$

$$\therefore \dot{Q}_{convP} = 1.312 kW$$

Superficie envolvente de la caldera

La temperatura de la envolvente se la caldera se disminuye a 29.231 °C debido mejor aprovechamiento de la potencia calorífica en la entrada del quemador; sin embargo, la temperatura del ambiente permanece en 16.21°C.

la Perdida por convección libre o natural según la Ec. (26) es:

$$\dot{Q}_{conv} = h_L * A_S(T_s - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{convE} = 2.760 \frac{W}{m^2 K} * 22.324 m^2 * (24.892 ^\circ C - 16.21 ^\circ C)$$

$$\therefore \dot{Q}_{convE} = 0.535 kW$$

Por lo tanto, en calor se halla con la siguiente formula:

$$H_5 = \dot{Q}_{convF} + \dot{Q}_{convP} + \dot{Q}_{convE}$$

$$H_5 = 1.248 kW + 1.312 kW + 0.535 kW$$

$$\therefore H_5 = 3.095 kW$$

Finalmente reemplazamos en la ecuación (15):

$$q_5 = \frac{3.095 \text{ kW}}{1945.302 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q_5 = 0.159 \%$$

5.1.5.1.6. Pérdida de calor por radiación[q_6]

La caldera de 150 BHP sufre pérdidas de calor por radiación en tres partes específicas como son: cara frontal, cara posterior y en la envolvente.

La pérdida de calor por radiación varía ligeramente debido a que la potencia calorífica disminuye en 1945.302 kW.

- **Superficie frontal de la caldera**

Según la ecuación Ec. (33) se tiene:

$$\dot{Q}_{rad} = A_s * \varepsilon * \sigma * [(T_s + 273.15)^4 + (T_\alpha + 273.15)^4]$$

$$\dot{Q}_{radF} = 2.835 \text{ m}^2 * 0.95 * 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$$

$$* [(96.651 \text{ °C} + 273.15)^4 + (16.21 \text{ °C} + 273.15)^4]$$

$$\therefore \dot{Q}_{radF} = 3.926 \text{ kW}$$

- **Superficie posterior de la caldera**

Según la ecuación Ec. (33) se tiene:

$$\dot{Q}_{rad} = A_s * \varepsilon * \sigma * [(T_s + 273.15)^4 + (T_\alpha + 273.15)^4]$$

$$\dot{Q}_{radP} = 2.835 \text{ m}^2 * 0.95 * 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$$

$$* [(98.004 \text{ °C} + 273.15)^4 + (16.21 \text{ °C} + 273.15)^4]$$

$$\therefore \dot{Q}_{radP} = 3.968 \text{ kW}$$

- **Superficie envolvente de la caldera**

Según la ecuación Ec. (33) se tiene:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{rad} &= A_s * \varepsilon * \sigma * [(T_s + 273.15)^4 + (T_\alpha + 273.15)^4] \\ \dot{Q}_{radE} &= 22.324 \text{ m}^2 * 0.35 * 5.67 * 10^{(-8)} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4} \\ &* [(29.231 \text{ }^\circ\text{C} + 273.15)^4 + (16.21 \text{ }^\circ\text{C} + 273.15)^4] \\ \therefore \dot{Q}_{radE} &= 6.601 \text{ kW}\end{aligned}$$

Por lo tanto, en calor se halla con la siguiente formula:

$$\begin{aligned}H_6 &= \dot{Q}_{radF} + \dot{Q}_{radP} + \dot{Q}_{radE} \\ H_6 &= 3.926 \text{ kW} + 3.968 \text{ kW} + 6.601 \text{ kW} \\ \therefore H_6 &= 14.495 \text{ kW}\end{aligned}$$

Entonces, reemplazamos los valores encontrados en la Ec. (34).

$$\begin{aligned}q_6 &= \frac{14.495 \text{ kW}}{1945.302 \text{ kW}} * 100\% \\ \therefore q_6 &= 0.745 \%\end{aligned}$$

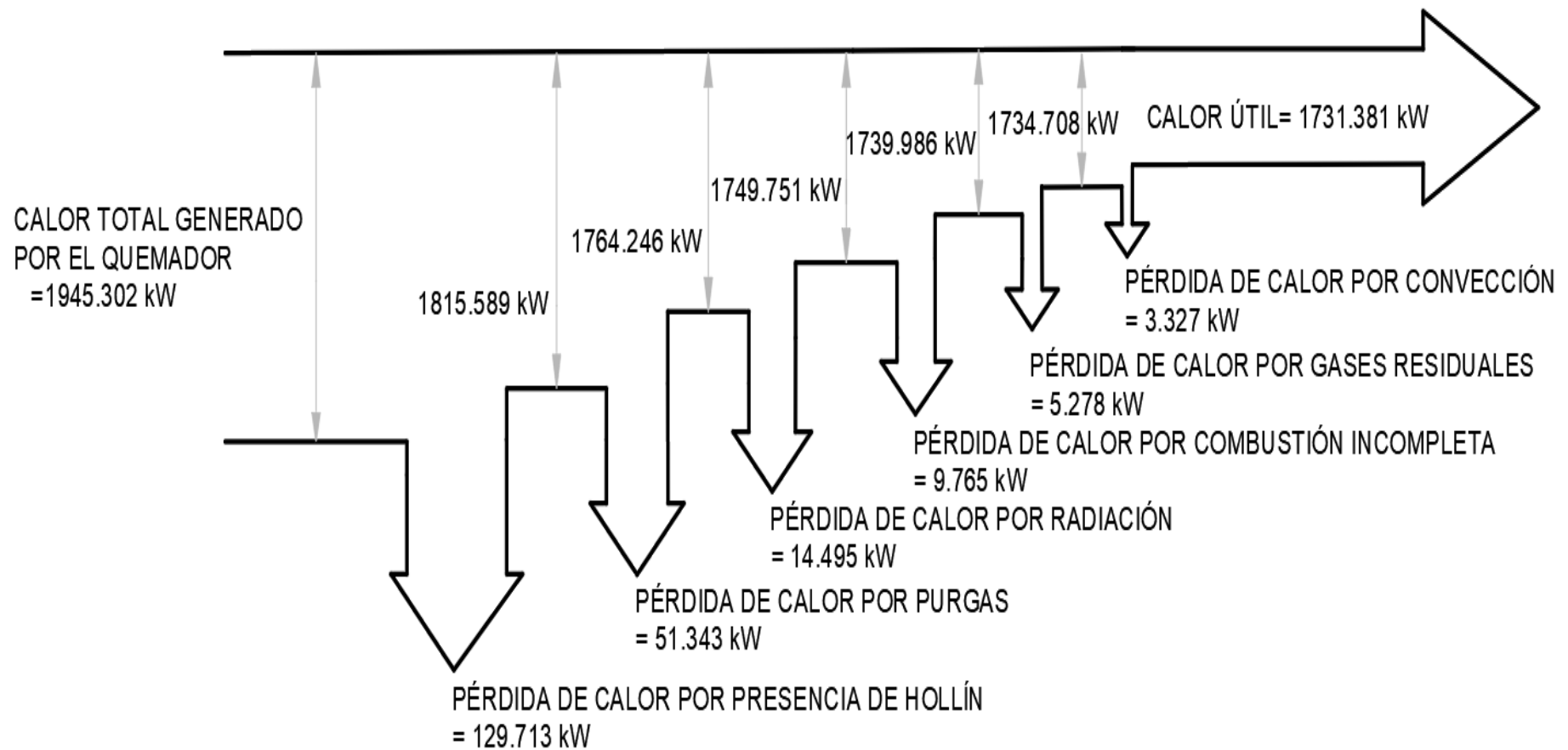
Finalmente, el rendimiento energético de la caldera de 150 BHP con la implementación de los dos intercambiadores según la Ec. (13) es de:

$$\begin{aligned}\eta_{energ} &= 100\% - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)\% \\ \eta_{energ} &= 100\% - (0.271 + 0.502 + 6.668 + 2.639 + 0.171 + 0.745)\% \\ \eta_{energ} &= 100\% - (10.996)\% \\ \eta_{energ} &= 89.004 \%\end{aligned}$$

5.1.6. Diagrama de Sankey en Condiciones de Operación de Mejora de la Caldera de 150 BHP.

Figura 5.6

Operación de la caldera de 150BHP en condiciones de mejora (distribución de calores).



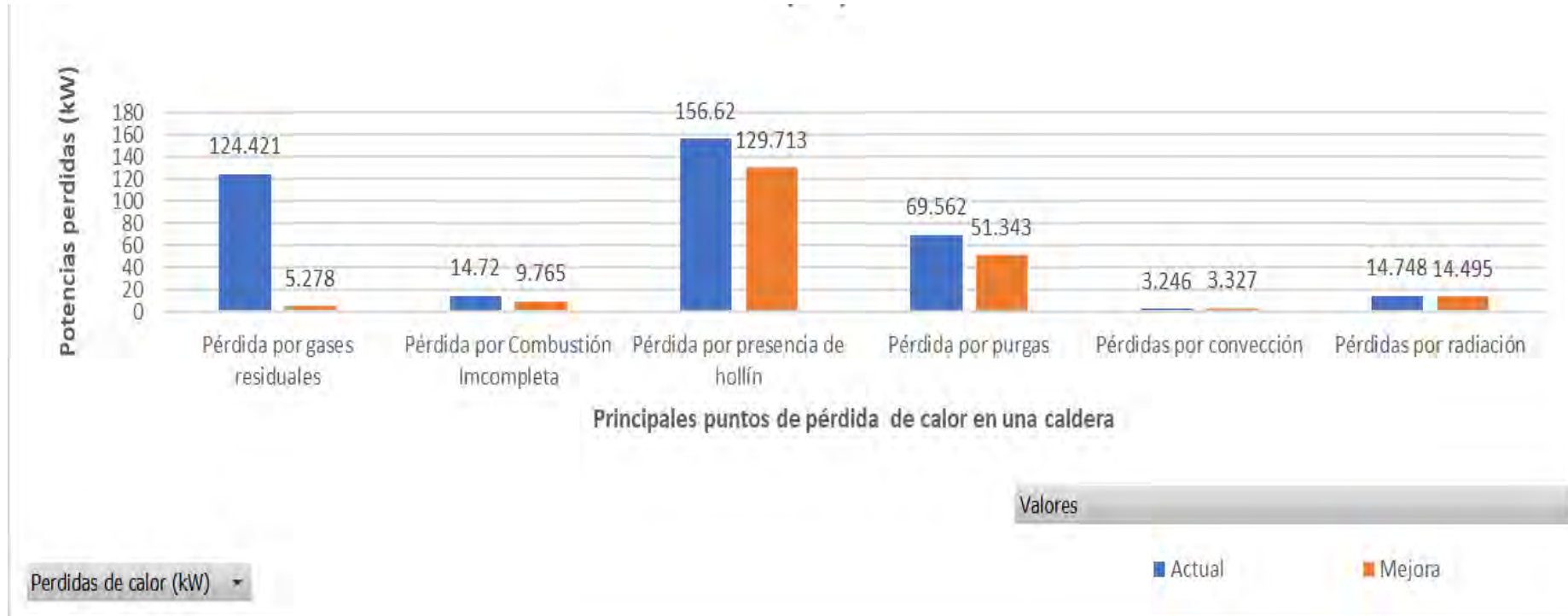
Nota. La implementación de dos economizadores genera una potencia calorífica útil de 1731.381 kW

Las pérdidas térmicas se han reducido significativamente, destacando la pérdida por hollín (129.713 kW) como la principal ineficiencia residual, seguida de las purgas (51.343 kW) y la radiación (14.495 kW), valores inferiores a los registrados antes de la optimización. El calor útil aprovechado alcanza los 1731.381 kW, evidenciando una mejor transferencia energética. Si bien la combustión incompleta persiste (9.765 kW), su magnitud se ha reducido notablemente. Estos resultados confirman que las medidas tienen un amplio margen de mejora para lograr un mejor rendimiento energético

5.1.6.1.Reducción de pérdidas de calor en la caldera pirotubular de 150 BHP

Figura 5.7

Comparativo de potencias térmicas (kW) perdidas de la caldera de 150 BHP



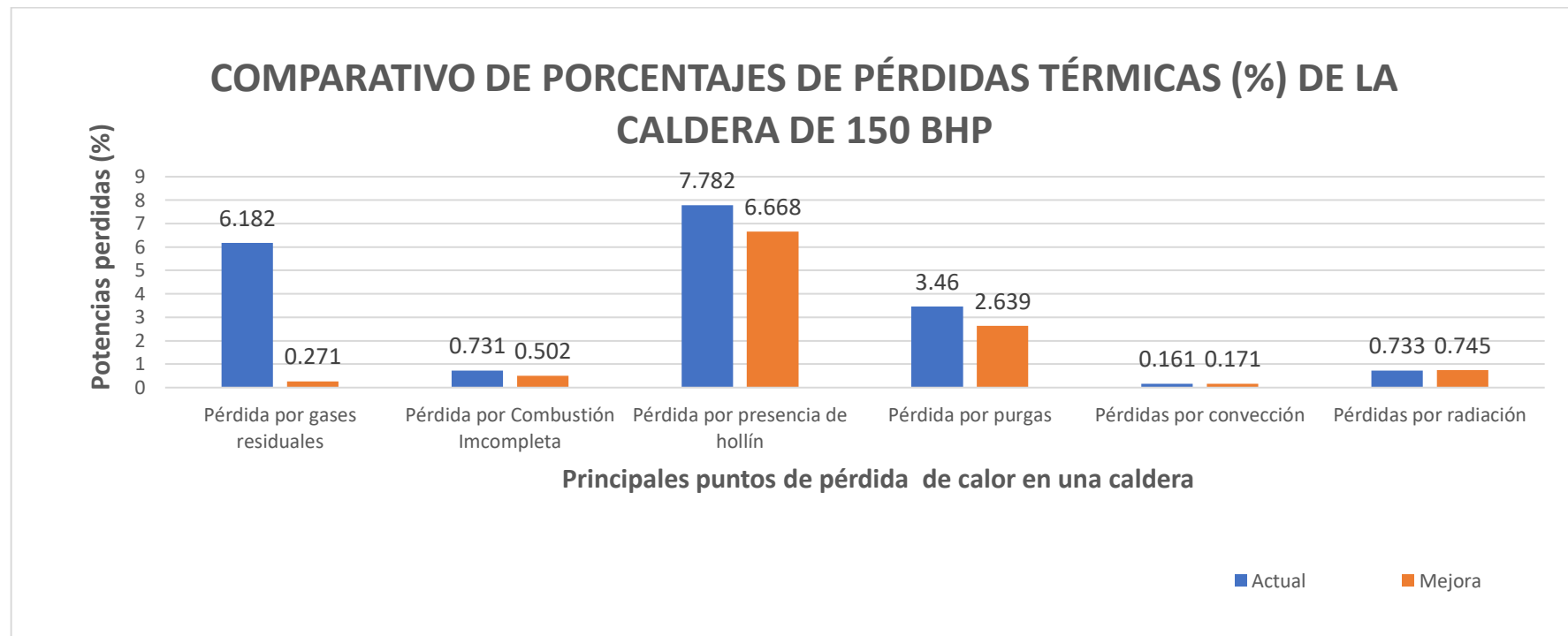
Nota. Elaboración propia

Como se observa, también se presenta una mejora importante en las potencias térmicas perdidas en KW según la situación actual comparada con la situación de mejora, donde la mayor pérdida de calor (presencia de hollín) pasó de 156.62 KW a 129.713 KW.

5.1.6.2.Reducción de porcentajes de las pérdidas de calor en la caldera pirotubular de 150 BHP

Figura 5.8

Comparativo de porcentajes de pérdidas térmicas (%) de la caldera de 150 BHP



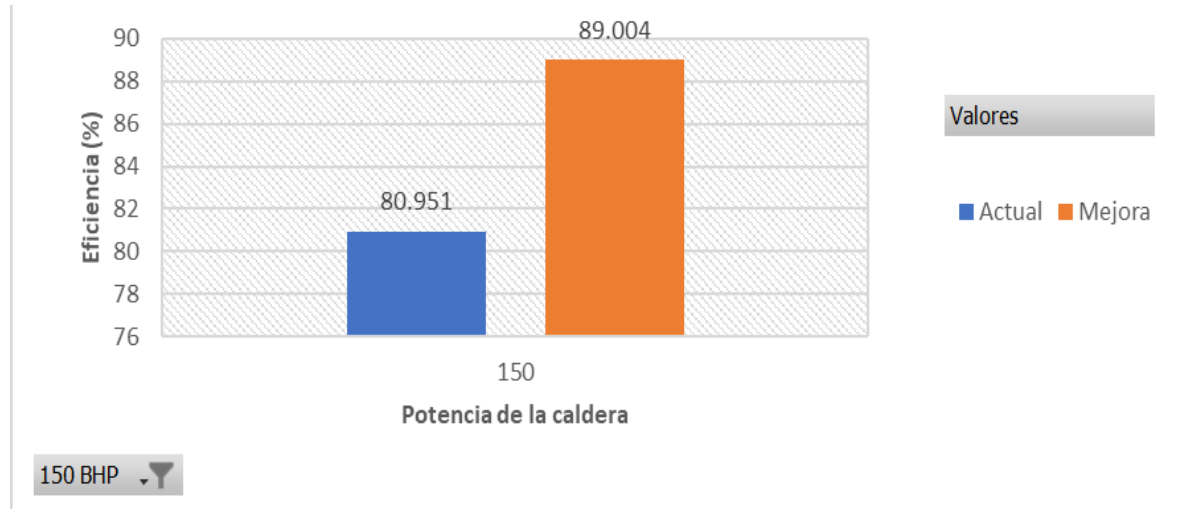
Nota. Elaboración propia

Como se observa, se presenta una mejora importante en las potencias térmicas en términos de porcentaje según la situación actual comparada con la situación de mejora, donde la mayor pérdida de calor (presencia de hollín) pasó de 7.782 % a 6.668 % .

5.1.6.3. Aumento de la eficiencia en la caldera pirotubular de 150 BHP

Figura 5.9

Comparativo de rendimientos energéticos (%) de la caldera de 150BHP



Nota. Elaboración propia

Del gráfico anterior se puede apreciar una notable mejora del rendimiento en la caldera de 150 BHP en términos de porcentaje de 80.951 % a 89.004 %

Ahorro del consumo de combustible

Si inicialmente la caldera consume actualmente 5850 GAL/año a un precio promedio del combustible de S/16.00, véase Anexo 20-A, entonces la cantidad de dinero que se invirtió en la compra de combustible fue de:

$$C_{dieselactualm.} = 5850 \frac{GAL}{año} * 16.00 \frac{Soles}{GAL}$$

$$C_{dieselactualm} = 93600 \frac{soles}{año}$$

Luego de la implementación del primer y segundo intercambiador en la caldera de 150 BHP, el flujo másico de combustible se redujo a 0.0417 kg/s. Ahora el quemador de la caldera reducirá el número de fases de ignición a 9 veces/día generándose así un ahorro de combustible de hasta un 24 % .

5.1.7. Selección de Equipos Para la Caldera de 80 BHP

La caldera de 80 BHP presenta varias pérdidas de calor en diferentes puntos. La pérdida de calor más trascendental se da por combustión incompleta, generando una pérdida de calor de 46.534 kW.

Para mitigar este problema, se propone la implementación de un economizador que aproveche la temperatura de los gases residuales para calentar el aire que alimenta al quemador en el proceso de ignición.

5.1.8. Selección del Tercer Economizador

5.1.8.1. Parámetros del tercer economizador

Para la selección del tercer economizador, debemos de considerar los siguientes parámetros :

- El diámetro de la chimenea es de 32 cm
- La eficiencia del tercer economizador será del 80 % porque es el más común en el mercado.

Tabla 5.3

Selección del tercer economizador

Caldera sin economizador	Caldera con economizador
Temperatura de los gases de combustión = 136.545 °C	Temperatura de los gases de combustión = 72 °C
Temperatura del aire a la entrada de la caldera = 16.21 °C	Temperatura del aire a la entrada del ventilador del quemador de la caldera = 69.975 °C

Nota. Elaboración propia.

En base a los cálculos realizados para la mejora de la eficiencia, se hizo una cotización a la empresa China *GUANGZHOU QINGLI THERMAL MECHANICAL EQUIPMENT CO.* para la propuesta del tercer economizador (gases residuales /aire del ambiente), véase el Anexo 32 y la Figura 5.10.

Figura 5.10

Selección del tercer Intercambiador de calor tubular modelo QLZ-8X8X8.

MODEL	Boiler energy saving device specifications											
	Number	Flue gas volume (m ³ /h)	Flue gas temperature drop (°C)	Water flow (T/h)	L (mm)	H (mm)	W (mm)	D (mm)	D1 (mm)	Interface	Recovery of heat (KW)	Saving natural gas (m ³ /h)
QLZ-4X4X8	1	≤970	280°C→130°C	1	480	530	580	380	300	DN25	50	5.4
QLZ-5X5X8	2	≤1463	280°C→130°C	1.5	580	530	580	380	300	DN32	75	8
QLZ-6X6X8	3	≤1950	280°C→130°C	2	680	670	580	480	400	DN32	100	10.8
QLZ-7X7X8	4	≤2925	280°C→130°C	3	780	810	580	480	400	DN40	150	16
QLZ-8X8X8	5	≤3900	280°C→130°C	4	880	950	580	580	500	DN40	200	21.5
QLZ-9X8X8	6	≤4225	280°C→130°C	5	980	950	600	580	500	DN50	215	23
QLZ-9X9X8	7	≤5444	280°C→130°C	6	980	1020	600	680	600	DN50	275	29.6
QLZ-10X10X8	8	≤7259	280°C→130°C	8	1080	1160	600	780	700	DN50	365	39
QLZ-12X12X8	9	≤9073	280°C→130°C	10	1280	1230	600	880	800	DN50	455	49
QLZ-13X13X8	10	≤10888	280°C→130°C	12	1380	1370	600	980	900	DN50	550	59

Nota. Cotización hecha en la página web, https://www.alibaba.com/product-detail/Industrial-Stainless-Steel-304-Flue-Gas_60648929970.html.

5.1.8.2.Tercer intercambiador (gases residuales /aire del ambiente).

5.1.8.2.1. Aire del entorno que ingresa al intercambiador (Fluido Frío)

El aire que ingresa al ventilador de la caldera y que sirve como comburente lo hace con una temperatura promedio de 16.21 °C.

5.1.8.2.2. *Gases de combustión que salen de la chimenea en el proceso de ignición (Fluido Caliente)*

Las mediciones realizadas en la chimenea con el dispositivo Testo 300 nos arrojó que la temperatura promedio de los gases de combustión en la caldera de 80 BHP es de 136.545 °C (409.695 K). La temperatura de rocío que se puede aprovechar de dichos gases para el incremento de la eficiencia tiene un promedio de 49.864 °C (323.014 K). $T_{Rocío_{GR}} = 49.864^{\circ}C + 273.15 = 323.014 K$

El flujo másico de los gases residuales tiene un valor de 0.202 kg/s y su calor específico utilizando la Ec. (16) nos dio un valor de 1.069 kJ/kg °C.

5.1.8.2.3. *Calor cedido por los gases de combustión*

Calculamos la cantidad de calor que los gases pueden ceder al enfriarse desde su temperatura inicial de 136.545 °C hasta la temperatura de 70 °C (más de 23 °C de margen, evitando condensación).

No se recomienda enfriar los gases hasta la temperatura de rocío (49.864 °C), ya que en aplicaciones reales esto podría traer problemas de condensación de ácidos (daños por corrosión) o fluctuaciones operativas(cambios en la carga de la caldera).

$$Q_{gases} = \dot{m}_{GR} * \overline{Cp}_{GR} * (T_{gases,entrada} - T_{gases,salida})$$

$$Q_{gases} = 0.202 \text{ kg/s} * 1.069 \text{ kJ/kg }^{\circ}C * (136.545^{\circ}C - 72^{\circ}C)$$

$$\therefore Q_{gases} = 13.938 \text{ kW}$$

5.1.8.2.4. *Cálculo de la temperatura ganado por el aire del ambiente*

Sabemos que el calor específico del aire es de 1.005 kJ/kg °C.

$$\Delta T = \frac{Q_{gases}}{\dot{m}_{aire} * Cp_{aire}}$$

$$\Delta T = \frac{13.938 \text{ kW}}{0.194 \text{ kg/s} * 1.005 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}}$$

$$\Delta T = 71.486 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{aire,salida}} - 16.21 \text{ } ^\circ\text{C} = 71.486 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\therefore T_{\text{aire,salida}} = 87.696 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.1.8.2.5. Consideraciones de pérdidas de calor en el tercer intercambiador

Haciendo una cotización de los intercambiadores a la empresa GUANGZHOU QINGLI THERMAL MACHINERY EQUIPMENT se supo que la eficiencia promedio de su intercambiador era de un 80 % . Por lo tanto, el calor útil sería de:

$$Q_{\text{util}} = 0.80 * Q_{\text{calor gases}}$$

$$Q_{\text{util}} = 0.80 * 13.938 \text{ kW}$$

$$\therefore Q_{\text{util}} = 11.150 \text{ kW}$$

Ahora hallamos la temperatura del aire real a la salida del intercambiador, la ecuación se basa en el balance de energía, donde el flujo másico de aire tiene un valor del 0.130 kg/s kg/s.

$$T_{\text{aire,salida}} = T_{\text{aire,entrada}} + \frac{Q_{\text{util}}}{\dot{m}_{\text{aire}} * C_{p\text{aire}}}$$

$$T_{\text{aire,salida}} = 16.21 \text{ } ^\circ\text{C} + \frac{11.150 \text{ kW}}{0.194 \text{ kg/s} * 1.069 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}}$$

$$\therefore T_{\text{aire,salida}} = 69.975 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.1.8.2.6. Relación entre la temperatura del aire del ambiente y el consumo de combustible.

Al precalentar el aire del ambiente utilizando los gases residuales (mediante un intercambiador de calor), se reduce la energía requerida por la caldera para

convertir el agua en vapor. Esto disminuye directamente el consumo de combustible.

El calor ahorrado según el precalentamiento del agua se calcula según la ecuación().

$$Q_{ahorrado} = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire}} * \Delta T_{aire}$$

$$Q_{ahorrado} = 0.194 \text{ kg/s} * 1.005 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (69.975 ^\circ\text{C} - 16.21 ^\circ\text{C})$$

$$\therefore Q_{ahorrado} = 10.482 \text{ kW}$$

5.1.8.2.7. Reducción del consumo de combustible

El consumo de combustible está ligado al calor generado por la combustión:

$$\dot{m}_c = \frac{Q_{caldera}}{PCI_{combustible} * \eta_{caldera}}$$

La eficiencia actual de la caldera calculada por el método indirecto es de 64.441 % y si se aprovecha el calor ahorrado, el nuevo consumo de combustible será:

$$\dot{m}_{c,nuevo} = \dot{m}_c - \frac{Q_{ahorrado}}{PCI_{combustible} * \eta_{caldera}}$$

$$\dot{m}_{c,nuevo} = 0.00775 \text{ kg/s} - \frac{6.771 \text{ kW}}{39860.45 \text{ kJ/kg} * 0.640}$$

$$\dot{m}_{c,nuevo} = 0.00748 \text{ kg/s}$$

El consumo de combustible se reduce en un 3.425 % por cada 53.765 °C de incremento en la temperatura del aire.

5.1.2.9.1. Forma y ubicación del tercer intercambiador

El economizador estará ubicado a 10 cm por encima del punto de salida de los gases de combustión de la caldera.

Figura 5.11

Propuesta de la forma y ubicación del tercer intercambiador de calor tipo tubular.



Nota. Precalentador de aire marca BOSCH tomado de <https://www.boiler-planning.com/es/eficiencia/aumento-de-la-eficiencia-de-combustión/temperatura-o-perdida-de-gases-de-combustion.html>

5.1.9. Eficiencia de la Caldera de 80 BHP a Partir de las Mejoras Propuestas

5.1.9.1. Potencia calorífica total después de la mejora

El sistema opera con un flujo másico de aire de 0.196 kg/s, el cual posee un calor específico de 1.005 kJ/kg·K e ingresa al ventilador a una temperatura de 69.975 °C (343.125 K). Simultáneamente, se utiliza un nuevo flujo másico de combustible (Diesel Premium) de 0.00749 kg/s. Este combustible se caracteriza por un poder calorífico de 39,860.45 kJ/kg, un calor específico de 2.05 kJ/kg·K y se encuentra a una temperatura de 17.8 °C (290.95 K).

Por lo tanto, reemplazando estos valores en la Ec. (37) tenemos:

$$H_T = (\dot{m}_a * C_{p_a} * T_a) + \dot{m}_c * (PCI + C_{p_c} * T_c)$$

$$H_T = (0.196 \text{ kg/s} * 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} * 343.125 \text{ K}) + 0.00748 \text{ kg/s}$$

$$* (39,860.45 \text{ kJ/kg} + 2.05 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} * 290.95 \text{ K})$$

$$\therefore H_T = 370.210 \text{ kW}$$

5.1.9.1.1. Pérdida por gases residuales [q'_1]

El flujo másico de los gases residuales aumenta en 0.203 kg/s por la presencia del intercambiador, la temperatura de los gases residuales se reduce a 72 °C mientras que la temperatura del aire aumenta en 69.975 °C.

Reemplazando en la Ec. (15) se tiene:

$$H'_1 = \dot{m}_{GR} * \overline{C_{p_{GR}}} * (T_{GR} - T_{air})$$

$$H'_1 = 0.203 \text{ kg/s} * 1.069 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{°C} * (72 \text{ °C} - 69.975 \text{ °C})$$

$$H'_1 = 0.440 \text{ kW}$$

Porcentaje perdido:

$$q'_1 = \frac{0.440 \text{ kW}}{370.210 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q'_1 = 0.119 \%$$

5.1.9.1.2. Pérdida de calor por combustión incompleta [q'_2]

El flujo másico de los gases residuales aumenta a 0.203 kg/s a raíz de la implementación del tercer intercambiador, por lo que la densidad de los gases de combustión aumenta en 0.741 kg/m³ y el flujo volumétrico de los gases residuales se reduce a 0.274 m³/s .

Teniendo en cuenta que la concentración de monóxido de carbono disminuye en 2.455 ppm a consecuencia del aumento en el caudal y la temperatura del aire, el flujo másico del monóxido de carbono producido según la Ec. (19) es:

$$\dot{m}_{co} = \frac{C_{CO} * \dot{V}_{GR} * M_{CO}}{6.792 * 10^3}$$

$$\dot{m}_{co} = \frac{2.455 \text{ ppm} * 0.274 \text{ m}^3/\text{s} * 28.01 \text{ g/mol}}{6.792 * 10^3}$$

$$\dot{m}_{co} = 2.774 * 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Reemplazando en la Ec. (18) se tiene:

$$H'_2 = \dot{m}_{co} * PCI_{CO}$$

$$H'_2 = 2.774 * 10^{-3} \text{ kg/s} * 10.11 \text{ MJ/kg}$$

$$\therefore H'_2 = 28.045 \text{ kW}$$

Finalmente, reemplazamos el resultado en la Ec. (17) se obtiene:

$$q'_2 = \frac{H_2}{H_T} * 100\%$$

$$q'_2 = \frac{28.045 \text{ kW}}{370.210 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q'_2 = 9.082 \%$$

5.1.9.1.3. Pérdida de calor por presencia de hollín [q'_3]

El flujo másico de los gases residuales aumenta en 0.167 kg/s, la participación másica de carbono disminuye a $g_c = 0.00323$ y el poder calorífico del carbono es igual a 32770 kJ/kg.

Reemplazando los valores en la Ec. (21) tenemos:

$$\begin{aligned} H'_3 &= \dot{m}_{GR} * g_c * PCI_C \\ H'_3 &= 0.203 \text{ kg/s} * 0.00323 * 32770 \text{ kJ/kg} \\ \therefore H'_3 &= 21.487 \text{ kW} \end{aligned}$$

Finalmente, se reemplaza este valor en la Ec. (20).

$$\begin{aligned} q'_3 &= \frac{21.487 \text{ kW}}{370.210 \text{ kW}} * 100\% \\ \therefore q'_3 &= 5.80 \% \end{aligned}$$

5.1.9.1.4. Pérdida de calor por purgas [q'_4]

Ahora la nueva potencia suministrada por el quemador es de 370.611 kW. Dado que la caldera sigue trabajando a los 55 Psi (379.212 kPa), la entalpía del vapor saturado a la salida, según el Anexo 21, es de 2733.01 kJ/kg. Por otro lado, el agua de alimentación ingresa a la caldera con una temperatura de 35 °C, correspondiendo a una entalpia de 146.68 kJ/kg.

Reemplazando valores en la Ec. (25):

$$\begin{aligned} \dot{m}_{VS} &= \frac{H'_4}{h_g - h_w} \\ \dot{m}_{VS} &= \frac{370.210 \text{ kW}}{2733.01 \text{ kJ/kg} - 146.68 \text{ kJ/kg}} \\ \dot{m}_{VS} &= 0.143 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

El flujo másico de purgas según la Ec. (24) está dado por:

$$\dot{m}_{purgas} = \dot{m}_{VS} * \left(\frac{SDT_w}{SDT_c - SDT_w} \right)$$

$$\dot{m}_{purgas} = 0.143 \text{ kg/s} * \left(\frac{440 \text{ ppm}}{3500 \text{ ppm} - 440 \text{ ppm}} \right)$$

$$\dot{m}_{purgas} = 0.0206 \text{ kg/s}$$

Si la presión de la caldera es de 55 PSI, la entalpia del agua saturada liberada tiene un valor de 600 kJ/kg.

Entonces, en la Ec. (23) tenemos:

$$H'_4 = \dot{m}_{purgas} * (h_f - h_w)$$

$$H'_4 = 0.0206 \text{ kg/s} * (600 \text{ kJ/kg} - 146.68 \text{ kJ/kg})$$

$$\therefore H'_4 = 9.330 \text{ kW}$$

Finalmente, reemplazando los valores en la Ec. (22):

$$q'_4 = \frac{H'_4}{H_T} * 100\%$$

$$q'_4 = \frac{9.330 \text{ kW}}{370.210 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q'_4 = 2.52 \%$$

5.1.9.1.5. Pérdidas de calor por convección[q'_5]

La caldera de 80 BHP sufre pérdidas de calor por convección en tres partes específicas como son: tapa superior, envolvente y tapa inferior.

La pérdida de calor por convección se incrementa ligeramente debido a que la potencia calorífica se incrementa en 370.611 kW.

- **Tapa superior de la caldera**

La temperatura de la tapa superior de la caldera se incrementa a 138.78 °C debido al incremento de la potencia calorífica en la entrada del quemador; sin embargo, la temperatura del ambiente permanece en 16.21°C.

la Pérdida por convección libre o natural según la Ec. (26) es:

$$\dot{Q}_{conv} = h_L * A_S(T_S - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{convTS} = 1.969 \frac{W}{m^2 K} * 2.324 m^2 * (138.78 ^\circ C - 16.21 ^\circ C)$$

$$\therefore \dot{Q}_{convTS} = 0.561 kW$$

- **Superficie envolvente de la caldera**

Ahora la temperatura de la envolvente se la caldera es de 48.977 °C debido al incremento de la potencia calorífica en la entrada del quemador; sin embargo, la temperatura del ambiente permanece en 16.21°C.

la Perdida por convección libre o natural según la Ec. (26) es:

$$\dot{Q}_{conv} = h_L * A_S(T_S - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{convE} = 3.981 \frac{W}{m^2 K} * 11.340 m^2 * (48.977 ^\circ C - 16.21 ^\circ C)$$

$$\therefore \dot{Q}_{convE} = 1.479 kW$$

- **Tapa inferior de la caldera**

La temperatura de la cara frontal se la caldera se incrementa a 134.118 °C debido al incremento de la potencia calorífica en la entrada del quemador; sin embargo, la temperatura del ambiente permanece en 16.21°C.

la Perdida por convección libre o natural según la Ec. (26) es:

$$\dot{Q}_{conv} = h_L * A_S(T_S - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{convTI} = 2.653 \frac{W}{m^2 K} * 2.324 m^2 * (134.118 ^\circ C - 16.21 ^\circ C)$$

$$\therefore \dot{Q}_{convTI} = 0.727 kW$$

$$H'_5 = \dot{Q}_{convTS} + \dot{Q}_{convE} + \dot{Q}_{convTI}$$

$$H'_5 = 0.561 kW + 1.479 kW + 0.727 kW$$

$$\therefore H'_5 = 2.767 kW$$

Finalmente reemplazamos en la ecuación (15):

$$q'_5 = \frac{2.767 \text{ kW}}{253.958 \text{ kW}} * 100\%$$

$$\therefore q'_5 = 1.089 \%$$

5.1.9.1.6. Pérdida de calor por radiación[q'_6]

La caldera de 80 BHP sufre pérdidas de calor por radiación en tres partes específicas como son: la tapa superior, la envolvente y la tapa inferior.

La pérdida de calor por radiación se incrementa ligeramente debido a que la potencia calorífica se incrementa en 253.958 kW.

- **Tapa superior de la caldera**

Según la ecuación Ec. (33) se tiene:

$$\dot{Q}_{rad} = A_s * \varepsilon * \sigma * [(T_s + 273.15)^4 + (T_\alpha + 273.15)^4]$$

$$\dot{Q}_{radTS} = 2.324 \text{ m}^2 * 0.95 * 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$$

$$* [(137.0936 \text{ °C} + 273.15)^4 + (16.21 \text{ °C} + 273.15)^4]$$

$$\therefore \dot{Q}_{radTS} = 4.423 \text{ kW}$$

- **Superficie envolvente de la caldera**

Según la ecuación Ec. (33) se tiene:

$$\dot{Q}_{rad} = A_s * \varepsilon * \sigma * [(T_s + 273.15)^4 + (T_\alpha + 273.15)^4]$$

$$\dot{Q}_{radE} = 11.347 \text{ m}^2 * 0.85 * 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$$

$$* [(29.231 \text{ °C} + 273.15)^4 + (16.21 \text{ °C} + 273.15)^4]$$

$$\therefore \dot{Q}_{radE} = 9.679 \text{ kW}$$

- **Tapa inferior de la caldera**

Según la ecuación Ec. (33) se tiene:

$$\dot{Q}_{rad} = A_s * \varepsilon * \sigma * [(T_s + 273.15)^4 + (T_\alpha + 273.15)^4]$$

$$\dot{Q}_{radTI} = 2.324 \, m^2 * 0.96 * 5.67 * 10^{(-8)} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$$

$$* [(134.118 \, ^\circ C + 273.15)^4 + (16.21 \, ^\circ C + 273.15)^4]$$

$$\therefore \dot{Q}_{radTI} = 4.312 \, kW$$

Por lo tanto, en calor se halla con la siguiente formula:

$$H'_6 = \dot{Q}_{radTS} + \dot{Q}_{radE} + \dot{Q}_{radTI}$$

$$H'_6 = 4.423 \, kW + 9.679 \, kW + 4.312 \, kW$$

$$\therefore H'_6 = 18.414 \, kW$$

Entonces, reemplazamos los valores encontrados en la Ec. (34).

$$q'_6 = \frac{18.414 \, kW}{370.210 \, kW} * 100\%$$

$$\therefore q'_6 = 4.974 \, \%$$

Finalmente, el rendimiento energético de la caldera de 150 BHP con la implementación de los dos intercambiadores según la Ec. (13) es de:

$$\eta_{energ} = 100\% - (q'_1 + q'_2 + q'_3 + q'_4 + q'_5 + q'_6)\%$$

$$\eta_{energ} = 100\% - (0.119 + 7.575 + 5.800 + 2.520 + 0.159 + 4.974)\%$$

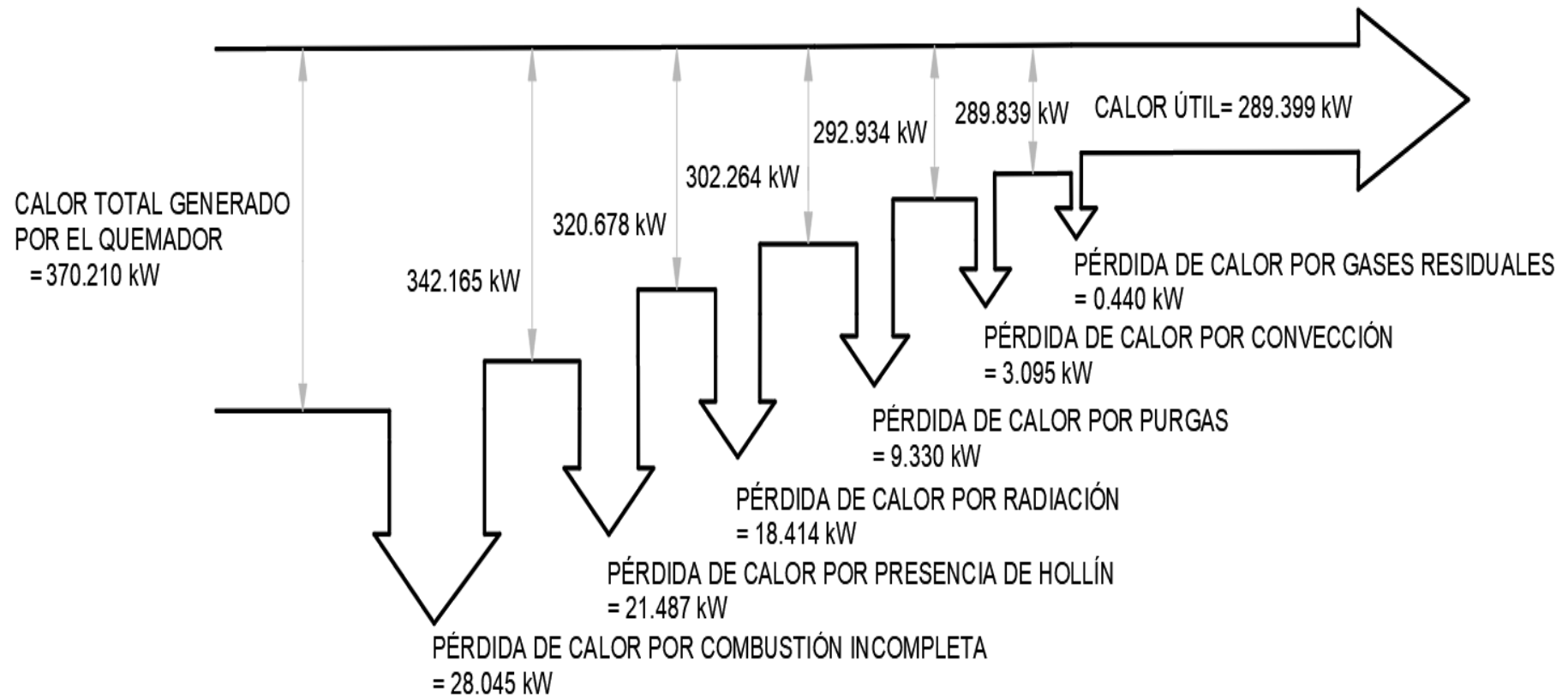
$$\eta_{energ} = 100\% - (21.147)\%$$

$$\eta_{energ} = 78.853 \, \%$$

5.1.10. Diagrama de Sankey en Condiciones de Operación de Mejora de la Caldera de 80 BHP.

Figura 5.12

Diagrama de Sankey en condiciones de operación mejoradas de la caldera de 80BHP mediante la gestión energética.



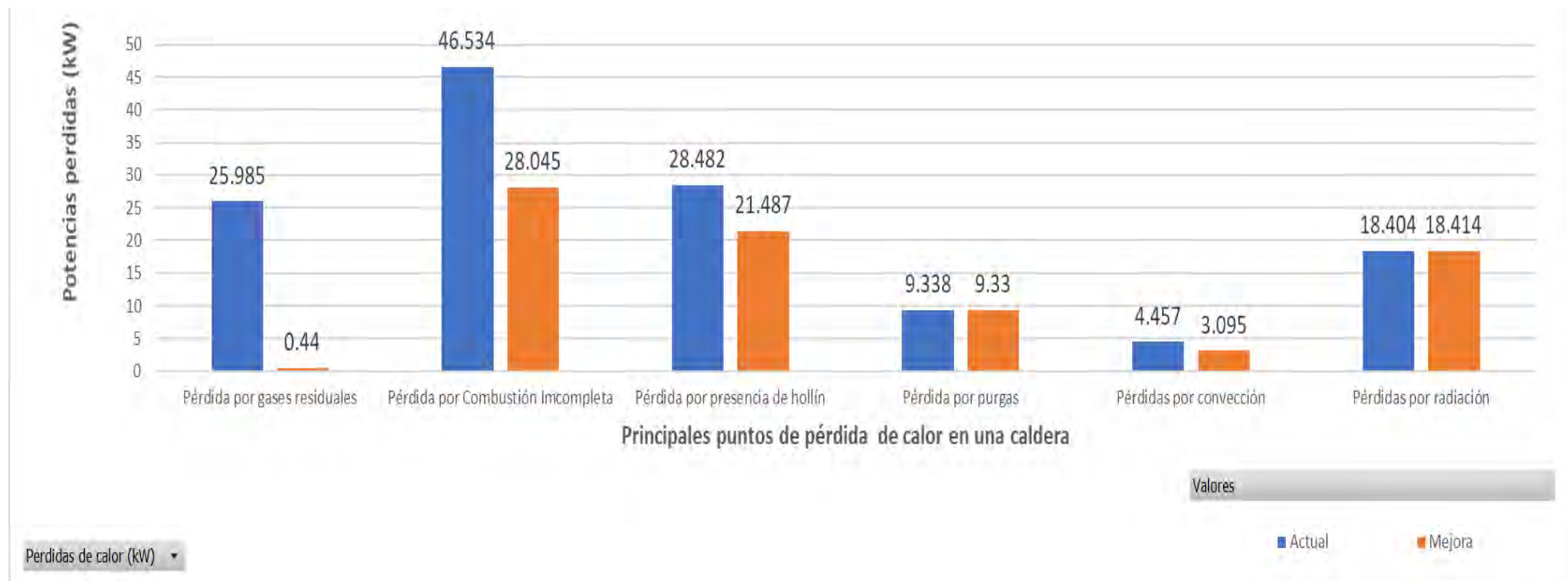
Nota. La implementación del tercer economizador genera una potencia calorífica útil de 289.399 kW.

El diagrama de Sankey evidencia las mejoras significativas de energía en la caldera del comedor universitario. La combustión incompleta (28.045 kW) y la acumulación de hollín (21.487 kW) representan las mayores ineficiencias, seguidas por pérdidas por radiación (18.414 kW) y por purgas (9.330 kW). Estos resultados muestran mejoras importantes comparadas con la pérdida energética previa a los economizadores, posiblemente debido a condiciones operativas subóptimas, falta de mantenimiento o desgaste de componentes. Estas mejoras resultan sumamente importantes, ya que la eficiencia energética pasó de 64.441 % a 78.853 %.

5.1.10.1. Reducción de pérdidas de calor en la caldera acuotubular de 80 BHP

Figura 5.13

Comparativo de potencias térmicas (kW) perdidas de la caldera de 80 BHP



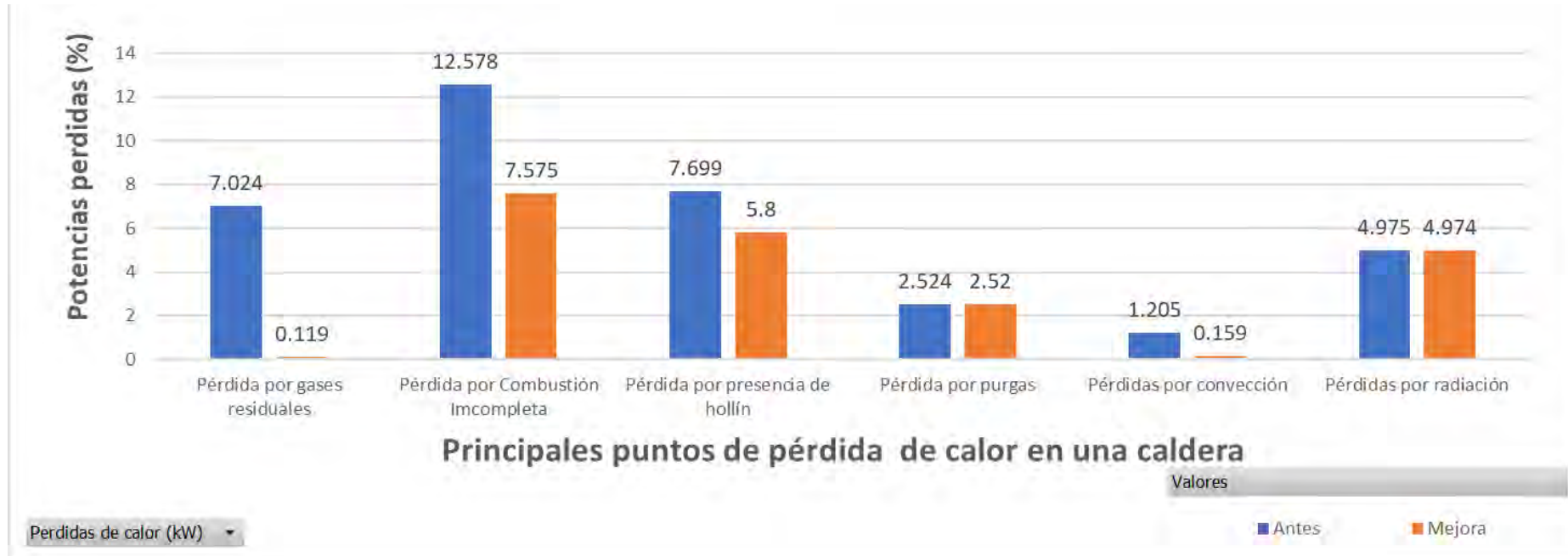
Nota: Elaboración propia

Como se observa en la Figura 5.14, existe un margen de mejora notable principalmente por la pérdida por combustión incompleta, donde la situación de mejora presenta 28.045 kW mientras que la situación actual presenta en total 46.534 kW. Por otra parte, la pérdida por presencia de hollín también presenta una disminución proyectada pasando de 28.482 kW a 21.487 kW.

5.1.10.2. Reducción de porcentajes de las pérdidas de calor en la caldera acuotubular de 80 BHP

Figura 5.14

Comparativo de porcentajes de pérdidas térmicas (%) de la caldera de 80 BHP



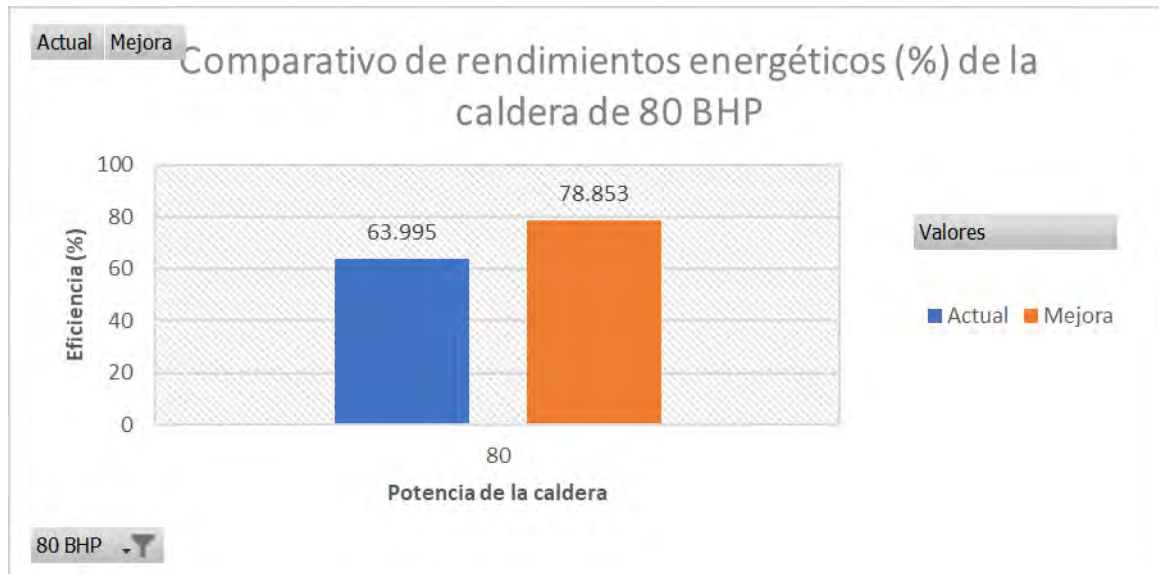
Nota: Elaboración propia

Como se observa en la Figura 5.14, existe un margen de mejora notable también en la caldera de 80 BHP principalmente por la pérdida por combustión incompleta, donde la situación de mejora presenta una pérdida de 7.575 % mientras que la situación actual presenta en total 12.578% de pérdida.

5.1.10.3. Aumento de la eficiencia en la caldera acuotubular de 80 BHP

Figura 5.15

Comparativo de rendimientos energéticos (%) de la caldera de 80 BHP.



Nota: Elaboración propia

- **Ahorro de combustible**

Si inicialmente la caldera consume actualmente 1674.7 GAL/año a un precio promedio de Diesel de 16.00, véase Anexo 20-A, entonces la cantidad de dinero que se invirtió en la compra de combustible fue de:

$$C_{dieselactualm.} = 1674.7 \frac{GAL}{año} * 16.00 \frac{Soles}{GAL}$$

$$C_{dieselactualm} = 26795.2 \frac{soles}{año}$$

Luego de la implementación del intercambiador en la caldera de 80 BHP, esta reducirá el flujo másico de combustible a 0.00775 kg/s. Ahora el quemador de la caldera reducirá la fase de ignición a 28 veces/día generándose así un ahorro de combustible de hasta un 10 %

CAPITULO VI

6. EVALUACIÓN ECONÓMICA BASADA EN EL RENDIMIENTO Y EL CONSUMO ENERGÉTICO DE LAS CALDERAS DE UNSAAC

6.1.Evaluación económica de la caldera de 150 BHP

La evaluación económica de la caldera de 150 BHP instalada en el comedor de la UNSAAC representa un análisis clave para determinar la rentabilidad y eficiencia del proyecto dentro de este servicio institucional. Este estudio consideró los costos de inversión, operación y mantenimiento del sistema, así como los beneficios económicos derivados de la recuperación y aprovechamiento energético. Al evaluar estos aspectos, se buscó proyectar los flujos de caja y estimar el retorno de la inversión, con el fin de respaldar la toma de decisiones que permitan optimizar el uso de recursos, reducir gastos en consumo energético y mejorar la sostenibilidad operativa del comedor universitario.

6.1.1. Activos Fijos

Tabla 6.1

Activos fijos

Nº	Activos	Costo en USD	Tipo de cambio (S/ 3.60)	Costo en Soles (S/)
1	Primer Intercambiador de calor HE1 (Vapor Flash-Aire)	3,900	3.6	14,040
2	Segundo Intercambiador de calor HE2 (Gases Residuales-Agua)	2,150	3.6	7,740
3	Instalación, montaje y puesta en marcha	500.00	3.6	1,800
4	Tuberías y válvulas	1,400	3.6	5,040
5	Aislantes y sellado	800.00	3.6	2,880
Subtotal-Activos fijos				31,500

Nota. Elaboración propia

Los activos fijos correspondieron a los bienes tangibles que se adquirieron para la operación del sistema con la caldera, formando parte de la inversión inicial del proyecto. En concreto, se compraron dos intercambiadores de calor: el primero, para vapor flash-aire, con un costo de 3,900 USD; y el segundo, para vapor gases residuales-agua, que tuvo un precio de 2,150 USD. Además, se realizaron los gastos correspondientes a la instalación, montaje y puesta en marcha, estimados en 500 USD, así como la adquisición de tuberías, válvulas, aislantes y sellado sumando un total de 2,200 USD. Al aplicar un tipo de cambio de 3.60 soles por dólar, el costo total de estos activos fijos ascendió a S/ 31,500.00, lo cual reflejó la inversión necesaria para equipar el sistema y garantizar su funcionamiento desde el inicio.

6.1.2. Activos Intangibles

Tabla 6.2

Activos intangibles

Concepto	Costo (S/)
Ingeniería del proyecto (diseño de Sankey)	2,500.00
Manuales y documentación técnica	600.00
Capacitaciones al personal técnico	1,000.00
Total de activos intangibles	4,100.00

Nota. Elaboración propia

Los activos intangibles correspondieron a bienes no físicos que aportaron valor al proyecto, tales como conocimientos técnicos, licencias y capacitaciones necesarias para la correcta implementación y operación del sistema de la caldera. En este sentido, se incluyó la ingeniería del proyecto, específicamente el diseño del diagrama Sankey, cuyo costo fue de S/ 2,500.00. Además, se consideraron los manuales y la documentación técnica, con un valor de S/ 600.00, que sirvieron como soporte para el uso y mantenimiento del equipo. Finalmente, se contemplaron las capacitaciones brindadas al personal técnico, con un costo de S/ 1,000.00,

para asegurar que el equipo humano estuviera debidamente preparado. En conjunto, estos activos intangibles representaron una inversión total de S/ 4,100.00 que contribuyó significativamente al éxito del proyecto.

- **Gastos de mano de obra**

Incluye los costos directos de personal necesario para operar y mantener la caldera:

Tabla 6.3

Mano de obra

Cargo	N° de personas	Costo mensual (S/=)	Costo Anual (S/)
Operador de la caldera	1	1,130.00	13,560.00
Total, mano de obra anual			13,560.00

Nota. Elaboración propia

Los gastos de mano de obra incluyeron los costos directos del personal necesario para operar y mantener la caldera. Se consideró un operador con un salario mensual de S/ 1,130 lo que resultó en un costo anual total de S/ 13,560.00.

6.1.3. Inversión Total del Proyecto

Se representó como la suma de todas las erogaciones necesarias para implementar y poner en marcha el sistema en cuanto a la caldera de 150 BHP.

Tabla 6.4

Inversión total del proyecto

Concepto	Monto (S/)
Activos fijos	31,500.00
Activos intangibles	4,100.00
Total de la inversión inicial	35,600.00

Nota. Elaboración propia

La inversión total del proyecto correspondió a la suma de todas las erogaciones necesarias para implementar y poner en marcha el sistema de caldera. Esta incluyó los activos fijos, que ascendieron a S/ 31,500 y los activos intangibles con un valor de S/ 4,100. En conjunto, la inversión inicial totalizó S/ 35,600, monto que debió ser desembolsado antes de que el proyecto comenzara a generar retornos económicos a través de los ahorros.

Estado de situación inicial

En este proceso se presenta los activos, pasivos y el patrimonio del proyecto al iniciar operaciones, además se asume que la inversión proviene totalmente de capital propio (sin deuda).

Tabla 6.5

Estado de situación inicial

Rubro	Monto (S/)
Activo	
Activo fijo	31,500.00
Activo intangible	4,100.00
Total Activos	35,600.00
Pasivo	
Deudas (corto / largo plazo)	0.00
Patrimonio	
Capital propio	35,600.00
Total Pasivo + Patrimonio	35,600.00

El estado de situación inicial presentó los activos, pasivos y patrimonio al inicio del proyecto, asumiendo que la inversión fue financiada totalmente con capital propio, sin deuda. Los activos sumaron S/ 35,600.00, incluyendo activos fijos e intangibles. No se registraron pasivos, por lo que el patrimonio coincidió con el total de activos, reflejando un proyecto con recursos propios y liquidez para operar.

Depreciación de activos

En cuanto a la depreciación se reconoció el desgaste de los activos fijos, en la que se calculó usando el método lineal, considerando una vida útil de 10 años, con valor residual cero para efectos contables.

Tabla 6.6

Depreciación anual

Activo	Monto (S/)	Vida útil (Años)	Depreciación anual (S/)
Primer			
Intercambiador de calor HE1 (Vapor Flash-Aire)	14,040	10	1,404.00
Segundo			
Intercambiador de calor HE2 (Gases Residuales-Agua)	7,740	10	774.00
Depreciación anual total			2,178.00

Nota. Elaboración propia

La depreciación de los activos fijos se calculó usando el método lineal, considerando una vida útil de 10 años y un valor residual cero para efectos contables. Así, cada año se cargó un gasto por depreciación correspondiente al desgaste de los bienes, sumando un total anual de S/ 2,178.00. Sin embargo, este gasto fue únicamente contable, ya que no implicó una salida de efectivo durante la operación del proyecto.

Estructura de gasto inicial

Tabla 6.7*Estructura de gasto inicial (Inversión)*

Concepto	Monto (S/)
Activos fijos	31,500
Activos intangibles	4,100
Total de la inversión inicial	35,600

Nota. Elaboración propia

La inversión inicial comprendió los desembolsos realizados para evaluar y poner en marcha el proyecto. Como primer punto, se incluyeron los activos fijos por un monto de S/ 31,500, correspondientes a los bienes tangibles necesarios para la operación del sistema. Además, se consideraron los activos intangibles, tales como conocimientos técnicos y capacitaciones, con un valor de S/ 4,100. En conjunto, estos conceptos sumaron una inversión inicial de S/ 35,600, que representó el monto total requerido antes de que el proyecto empezara a generar beneficios.

6.1.4. Estructura de Gasto Anual (Mantenimiento)

La siguiente tabla resume los gastos anuales necesarios para asegurar el funcionamiento eficiente y continuo del sistema instalado.

Tabla 6.8*Estructura de gasto anual*

Rubro	Monto anual (S/)
Mantenimiento del Primer Intercambiador	
de calor HE1 (Vapor Flash-Aire)	7,200
Mantenimiento del Segundo Intercambiador	
de calor HE2 (Gases Residuales-Agua)	3,600
Total	10,800

Nota. Elaboración propia

La estructura de gasto operativo anual del proyecto contempló todos los costos necesarios para mantener en funcionamiento la los mejoradores instalados. Se asignaron S/ 7,200 anuales para el primer intercambiador y S/ 3,600 para el segundo sumando un total de S/ 10,800.00 anual.

6.1.5. Ahorro Proyectado Anual

La siguiente tabla presenta los ahorros anuales proyectados del sistema, considerando un incremento del 3% en el precio energético.

Tabla 6.9

Estructura de ingreso

Año	Cálculo	Ahorro proyectado (S/)
1	22,408.128	22,408.13
2	22,408.128*1.03	23,080.37
3	23,080.37*1.03	23,772.78
4	23,772.78*1.03	24,485.97
5	24,485.97*1.03	25,220.55

Nota. Elaboración propia

De la tabla anterior se puede mencionar que los ingresos del estudio se originaron debido a los ahorros tras el cálculo de la eficiencia energética para implementar el sistema de recuperación de calor en la caldera. Gracias a los intercambiadores instalados, se recuperaron 1400.508 GAL de combustible en el primer año, generando un ahorro inicial estimado en S/ 22,408.128. Además, se proyectó un incremento del 3% anual en el valor de la energía, reflejando una evolución creciente de los beneficios económicos.

Tabla 6.10*Flujo de caja proyectado 150 BHP*

Concepto	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Inversión inicial	-35,600	0	0	0	0	0
Ahorros por eficiencia energética	0	22,408.13	23,080.37	23,772.78	24,485.97	25,220.55
Costos operativos (Mantenimiento de equipos adquiridos)	0	-10,800	-10,800	-10,800	-10,800	-10,800
Flujo neto de caja	-35,600	11,608.13	12,280.37	12,972.78	13,685.97	14,420.55

Nota. Elaboración propia

El flujo de caja proyectado fue una herramienta financiera que permitió visualizar, año tras año, las entradas y salidas de dinero asociadas al proyecto. En el año 0, únicamente se registró la inversión inicial, correspondiente a la adquisición de equipos, instalación y capital de trabajo; por tanto, el flujo fue negativo debido a que representó una salida significativa de efectivo. Posteriormente, desde el año 1 hasta el 5, se incorporaron los ahorros anuales generados por la eficiencia energética del sistema, los cuales fueron considerados como ingresos, ya que sustituyeron el gasto en combustible. A su vez, se dedujeron los costos operativos necesarios para mantener en funcionamiento la caldera, como mano de obra, insumos, mantenimiento y servicios. Como resultado, el flujo neto de caja mostró saldos positivos a partir del tercer año, lo que indicó que, en ese punto, el proyecto ya había recuperado la inversión inicial y comenzó a generar beneficios netos.

Tabla 6.11*Presupuesto de efectivo (simplificado, anual)*

Concepto	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Saldo inicial	0.00	-35,600.00	-23,991.87	-11,711.50	1,261.28	14,947.25
Flujo neto de caja	-35,600.00	11,608.13	12,280.37	12,972.78	13,685.97	14,420.55
Saldo final	-35,600.00	-23,991.87	-11,711.50	1,261.28	14,947.25	29,367.80

Nota. Elaboración propia

El presupuesto de efectivo simplificado permitió proyectar el dinero disponible en caja al inicio y al final de cada año del proyecto. En el año 0, el saldo fue negativo debido a la fuerte inversión inicial. Sin embargo, en los años siguientes, los flujos netos positivos redujeron progresivamente ese déficit. Para el año 3, el saldo pasó a ser positivo, lo que indicó que se había recuperado la inversión. Desde entonces, el proyecto comenzó a generar excedentes de efectivo utilizables para futuras inversiones o contingencias.

- **Cálculo del VAN**

Para determinar la rentabilidad del proyecto, se aplicó el análisis del Valor Actual Neto, en la cual este indicador permitió cuantificar el valor presente de los flujos de caja generados durante la vida útil del sistema.

Tabla 6.12

Cálculo del Valor Actual Neto (VAN)

Año	Flujo Neto en caja (S/)	Factor de descuento (10%)	
0	-35,600.00	1	-35,600.00
1	11,608.13	0.9091	10,552.95
2	12,280.37	0.8264	10,148.40
3	12,972.78	0.7513	9,746.45
4	13,685.97	0.6830	9,347.52
5	14,420.55	0.6209	8,954.52
Valor Actual Neto			13,149.84

El Valor Actual Neto (VAN) fue una herramienta clave para evaluar la rentabilidad del sistema de recuperación de calor instalado en la caldera de 150 BHP. El cálculo arrojó un VAN positivo de S/ 13,149.84, utilizando una tasa de descuento del 10 %, lo que indicó que los flujos de caja proyectados superaron con amplitud la inversión inicial de S/ 35,600. Este resultado evidenció que la solución técnica implementada no solo mejoró el aprovechamiento de la

energía térmica disponible en los gases de escape y el vapor residual, sino que también generó beneficios económicos sostenibles a lo largo del tiempo. El VAN positivo confirmó que el proyecto generó valor neto, validando su conveniencia tanto por sus resultados técnicos como por su impacto financiero.

- **Cálculo del TIR**

En la evaluación financiera también se consideró la Tasa Interna de Retorno, la cual permitió identificar la rentabilidad porcentual anual que ofreció el proyecto respecto a su inversión inicial.

Tabla 6.13

Cálculo de la Tasa Interna de Retorno (TIR)

Año	Flujo Neto en caja (S/)
0	-35,600.00
1	11,608.13
2	12,280.37
3	12,972.78
4	13,685.97
5	14,420.55

Nota. Elaboración propia

Hallando el TIR utilizando la ecuación:

$$-35,600.00 + \frac{11,608.13}{(1+TIR)^1} + \frac{12,280.37}{(1+TIR)^2} + \frac{12,972.78}{(1+TIR)^3} + \frac{13,685.97}{(1+TIR)^4} + \frac{14,420.55}{(1+TIR)^5} = 0$$

$$\therefore TIR = 24.07 \%$$

La Tasa Interna de Retorno (TIR) alcanzó un valor del 24.07 %, situándose por encima del costo de capital considerado, que fue del 10%. Este indicador reflejó que la inversión inicial fue recuperada en un plazo prudente, y que los ahorros derivados del sistema de recuperación de calor generaron rendimientos por encima de lo esperado para un proyecto con riesgo controlado. La reutilización de energía térmica, que antes se perdía en el proceso de

combustión, permitió obtener un flujo de caja creciente gracias a la eficiencia energética lograda. La TIR obtenida ratificó la conveniencia de implementar esta mejora tecnológica, al combinar resultados técnicos favorables con una sólida rentabilidad económica.

Debido a los equipos implementados para la mejora del rendimiento y consumo energético se realiza la comparativa tanto económica como técnica de las cifras obtenidas entre el antes y el después de la propuesta.

6.2.Evaluación Económica de la Caldera de 80 BHP

La presente evaluación económica se realizó con el propósito de analizar la viabilidad financiera de implementar equipos complementarios en una caldera de 80 BHP, específicamente un tercer Intercambiador de calor tubular destinado a aprovechar el calor residual de los gases de combustión. Este estudio formó parte de una propuesta de mejora energética cuyo objetivo fue optimizar el rendimiento térmico de la caldera y reducir el consumo de combustible diésel mediante el precalentamiento del aire de combustión.

Este estudio permitió proyectar los beneficios económicos potenciales que generaría la mejora tecnológica, validando que, de ser implementada, la inversión resultaría financieramente sostenible en el mediano plazo. De este modo, los resultados obtenidos sirvieron como base técnica y económica para la toma de decisiones respecto a la ejecución futura del proyecto.

6.2.1. Activos Fijos

La tabla presentada corresponde al desglose de los activos fijos requeridos para la implementación del tercer intercambiador de calor en la caldera de 80 BHP. Estos activos constituyen la inversión en bienes tangibles que se utilizarían a largo plazo para mejorar el rendimiento térmico del sistema de generación de vapor.

Tabla 6.14*Activos fijos de la caldera de 80 BHP*

Nº	Activos	Costo en USD	Tipo de cambio (S/ 3.60)	Costo en Soles (S/)
1	Tercer Intercambiador de calor HE3(Gases residuales/aire del ambiente)	3,190	3.6	11,484
3	Instalación, montaje y puesta en marcha	100	3.6	360
4	Tuberías y válvulas	200	3.6	720
5	Aislantes y sellado	100	3.6	360
Subtotal-Activos fijos				12,924

Nota: Elaboración propia

La inversión en activos fijos consideró en primer lugar la adquisición del tercer intercambiador de calor, que representa el componente principal del sistema propuesto. Se seleccionó el modelo QLZ-8X8X8 de la empresa GUANGZHOU QINGLI THERMAL MACHINERY EQUIPMENT, por sus características técnicas compatibles con la caldera de 80 BHP, incluyendo conexiones. El costo del equipo ascendió a USD 3,190.

Para su implementación, se contemplaron gastos de instalación por USD 100, destinados a cubrir la mano de obra especializada y los recursos técnicos necesarios para el montaje del equipo en la línea de gases residuales.

También se estimaron USD 200 en tuberías, válvulas y accesorios, para su integración al sistema, así como USD 100 en aislantes y materiales de sellado, con el fin de minimizar pérdidas térmicas y evitar riesgos de condensación o fugas. Todos estos elementos componen un total de USD 3,590 o S/ 12,924.00 en activos fijos.

6.2.2. Activos Intangibles de la Caldera de 80 BHP

Tabla 6.15

Activos intangibles de la caldera de 80 BHP

N°		Costo en (S/)
1	Capacitación técnica	720
2	manuales y documentación técnica	1,800
Subtotal-Activos intangibles		2,520

Nota: Elaboración propia

Los activos intangibles considerados en la evaluación económica representan aquellos elementos no físicos pero esenciales para la correcta implementación y funcionamiento del proyecto de mejora en la caldera de 80 BHP. En este caso, se contemplaron dos componentes principales: la capacitación técnica y la ingeniería del proyecto.

La capacitación técnica, valorizada en S/ 720.00, correspondió a la formación del personal encargado de operar y mantener el nuevo sistema con el intercambiador de calor. Esta capacitación fue fundamental para asegurar el uso eficiente del equipo, así como para minimizar errores operativos y garantizar la seguridad del proceso térmico.

Por su parte, la ingeniería del proyecto, con un costo de S/ 1,800.00, abarcó el diseño técnico, los planos de instalación, los estudios de integración al sistema existente y la evaluación de rendimiento energético. Este trabajo fue clave para asegurar la viabilidad técnica del sistema propuesto y su alineación con los objetivos de eficiencia energética. En conjunto, los activos intangibles sumaron S/ 2,520.00.

6.2.3. Inversión Total del Proyecto

La inversión total del proyecto fue estimada con base en los componentes necesarios para la implementación del equipo complementario. A continuación, se detallan las principales categorías de gasto.

Tabla 6.16*Inversión total*

Concepto	Monto (S/)
Activos fijos	12,924
Activos intangibles	2,520
Total de la inversión inicial	15,444

Nota: Elaboración propia

La inversión total para la instalación del tercer intercambiador en la caldera de 80 BHP ascendió S/ 15,444.00. Esta cifra incluye activos fijos por S/ 12,924.00, que representan la mayor parte del presupuesto, relacionados con la adquisición e instalación del intercambiador y sus componentes. A ello se suman activos intangibles por S/ 2,520, correspondientes a capacitación e ingeniería. Esta inversión global permite dimensionar el esfuerzo económico requerido para optimizar el rendimiento energético de la caldera.

- **Depreciación (5 años, lineal)**

Se aplicó una depreciación lineal a los activos fijos del proyecto, considerando una vida útil de 5 años. Esta metodología permitió distribuir el valor del equipo de forma uniforme a lo largo del tiempo para fines contables y financieros.

Tabla 6.17*Depreciación (5 años, lineal)*

Activo	Monto (S/)	Vida útil (Años)	Depreciación anual (S/)
Tercer Intercambiador de			
calor HE3(Gases	11,484	10	1,484.40
residuales/aire del ambiente)			
Depreciación anual total			1,484.40

Nota. Elaboración propia

La depreciación se calculó sobre una base de S/ 11,484, correspondiente al valor total del activo fijo adquirido susceptible a depreciación. Se determinó una cuota anual constante de S/ 1,484.40.

6.2.4. Estructura de Gasto Anual(Mantenimiento)

La siguiente tabla resume los gastos anuales necesarios para asegurar el funcionamiento eficiente y continuo del sistema instalado.

Tabla 6.18

Estructura de gasto anual

Rubro	Monto anual (S/)
Tercer Intercambiador de calor HE3(Gases residuales/aire del ambiente)	60
Total	60

Nota. Elaboración propia

La estructura de gasto operativo anual del proyecto contempló todos los costos necesarios para mantener en funcionamiento de los mejoradores instalados. Se asignaron S/ 60 anuales considerando que el mantenimiento de la caldera de 150 BHP cubre en gran parte el mantenimiento del tercer intercambiador.

6.2.5. Ahorro Proyectado Anual

Se elaboró una proyección del ahorro energético derivado de la implementación del intercambiador de calor en la caldera de 80 BHP. Esta estimación permitió cuantificar los beneficios económicos anuales por la reducción del consumo de diésel. La proyección en este caso se realizó considerando 10 años de ahorro energético anual con un crecimiento del 3% debido a que, en este caso, el periodo de recuperación de la inversión es mayor debido a que la caldera solamente trabaja los días lunes.

Tabla 6.19*Proyección de ahorro energético*

Proyección de ahorro energético		
Año	Cálculo	Ahorro Energético Anual (PEN)
1		2,612.56
2	$2,612.56 \times 1.03$	2,690.94
3	$2,690.94 \times 1.03$	2,771.66
4	$2,771.66 \times 1.03$	2,854.81
5	$2,854.81 \times 1.03$	2,940.46
6	$3,940.46 \times 1.03$	3,028.67
7	$3,028.67 \times 1.03$	3,119.53
8	$3,119.53 \times 1.03$	3,213.12
9	$3,216.12 \times 1.03$	3,309.51
10	$3,039.51 \times 1.03$	3,408.80

Nota: Elaboración propia

A partir de los cálculos técnicos realizados, se determinó que la mejora generaría una reducción del 3.425 % en el consumo de combustible, equivalente a un ahorro de aproximadamente 163.285 GAL de diésel por año, lo que representó un total de S/ 2,612.56 en el primer año para un régimen de operación de 24 días anuales. Posteriormente, se asumió un incremento moderado del ahorro energético anual debido a mejoras en la operación y mantenimiento del sistema, proyectándose S/ 2,690.94 en el segundo año, S/ 2,771.66 en el tercero, S/ 2,854.81 en el cuarto, S/ 2,940.46 en el quinto año y así sucesivamente. De este modo, se evidenció una influencia económica acumulativa favorable, la cual respaldó la viabilidad de la inversión propuesta.

- **Cálculos del Valor Actual Neto**

Se llevó a cabo el cálculo del Valor Actual Neto (VAN) para evaluar la rentabilidad económica del proyecto de implementación del tercer intercambiador de calor en la caldera de 80 BHP. La tasa de descuento utilizada fue del 10 %, considerando el costo de oportunidad del capital.

Tabla 6.20

Cálculo del VAN (Tasa de descuento: 10%)

Año	Flujo Neto en caja (S/)	Factor de descuento (10%)
0	-15,444.00*1	-15,444.00
1	2,552.56*0.9091	2,320.51
2	2,630.94*0.8264	2,174.33
3	2,711.66*0.7513	2,037.31
4	2,794.81*0.6830	1,908.90
5	2,880.46*0.6209	1,788.54
6	2,968.67*0.5645	1,675.74
7	3,059.53*0.5132	1,570.02
8	3,153.12*0.4665	1,470.95
9	3,249.51*0.4241	1,378.11
10	3,348.80*0.3855	1,291.11
Valor Actual Neto		2,171.52

Nota: Elaboración propia

El análisis se basó en los flujos netos de caja generados por los ahorros anuales en consumo de diésel, proyectados a lo largo de 10 años. En el año 0 se consideró una inversión inicial de S/ 15,444.00, correspondiente al costo total del proyecto. Luego, se aplicaron factores de descuento anuales (calculados con una tasa del 10 %) a cada flujo de caja futuro.

De este modo, los valores presentes de los ahorros para los años del 1 al 10 fueron: 2,320.51 S/ 2,174.33. S/ 2,037.31 y así sucesivamente llegando a un valor de S/ 1,291.11 en el

año 10, la suma de todos los valores presentes descontados arrojó un VAN positivo de S/ 2,171.52, lo cual indicó que el proyecto resultaba económicamente viable y generaba un retorno superior al costo del capital invertido.

- **Tasa de Retorno de Inversión**

Para determinar la viabilidad financiera del proyecto de implementación del intercambiador de calor en la caldera de 80 BHP, se procedió a estimar la Tasa Interna de Retorno (TIR). Esta se calculó utilizando el método de interpolación entre dos tasas de descuento, a partir de los valores del Valor Actual Neto (VAN) obtenidos previamente.

Tabla 6.21

Estimación de la TIR

Año	Flujo Neto en caja (S/)	Flujo Neto Acumulado (S/)
0	-15,444.00	-15444.000
1	2,552.56	-12891.440
2	2,630.94	-10260.503
3	2,711.66	-7,548.84
4	2,794.81	-4,754.02
5	2,880.46	-1,873.56
6	2,968.67	1,095.11
7	3,059.53	4,154.64
8	3,153.12	7,307.76
9	3,249.51	10557.274
10	3,348.80	13906.073
Tasa Interna de Retorno		13%

Nota: Elaboración propia

La Tasa Interna de Retorno (TIR) alcanzó un valor del 13%, situándose por encima del costo de capital considerado, que fue del 10%. Según la proyección del flujo neto acumulado, la inversión se recuperaría para el sexto año de funcionamiento.

CONCLUSIONES

Se realizó un diagnóstico de la demanda energética del comedor universitario de la UNSAAC, teniendo como resultado que la demanda energética de vapor que consumen los dispositivos instalados en la cocina (cinco marmitas de 500 L, tres autoclaves de 500 L, tres marmitas de 300 L) y dentro de la casa de máquinas (un intercambiador de 400 GAL) es de 2,890.58 kg por día. Adicionalmente, se determinó el consumo energético anual de las calderas: la caldera de 150 BHP requiere 737.05 GJ/año de combustible (energía primaria) y 2,085.803 kWh de electricidad (energía secundaria), mientras que la caldera de 80 BHP consume 211.10 GJ de combustible y 990.424 kWh de electricidad.

Se calculó la eficiencia energética de las calderas del comedor universitario mediante el método indirecto con el propósito de identificar las zonas por donde había bastantes pérdidas de calor y por ende, mayor consumo de combustible. Con dicha evaluación, pudimos obtener que la eficiencia de la caldera de 150 BHP era de un 80.951 % y la mayor pérdida de calor se daba por la presencia de hollín 7.782 % a consecuencia de una mala combustión en el quemador. Por otro lado, la caldera de 80 BHP alcanzó una eficiencia de 63.995 % y la mayor pérdida de calor se daba por combustión incompleta 12.578 % producto de una mala combustión en el quemador.

Se propuso equipos complementarios (economizadores) con el fin de solucionar los problemas que se habían encontrado anteriormente en las calderas. En la caldera de 150 BHP se instaló dos economizadores, el primer economizador de carcasa y tubo espiral de acero inoxidable modelo JG426.1450.08-18 de la empresa SHENZHEN HYLITA HEAT EXCHANGERS CO para precalentar el aire mediante la temperatura del vapor FLASH que estaba a una temperatura de 130 °C, de 16.21°C a 61.052 °C para así generar una reducción en la presencia de hollín de un 7.782 % a 6.668 % que es el principal problema de esta caldera, y también se instaló un segundo economizador modelo QLZ-6X6X8 de la empresa

GUANGZHOU QINGLI THERMAL MECHANICAL EQUIPMENT para calentar el agua que alimentaba la caldera procedente del tanque de retorno de condensados mediante la temperatura de los gases residuales que se encontraban a 116.844 °C, de 53°C a 74.080 °C. Ambos economizadores, aumentaron la eficiencia de la caldera de un 80.951 % a 89.004 % reduciendo el consumo de combustible de 5,850 GAL/año a 4,449.492 GAL/año. Por otra parte, a la caldera de 80 BHP se instaló un tercer economizador modelo QLZ-8X8X8 de la empresa GUANGZHOU QINGLI THERMAL MECHANICAL EQUIPMENT el cual precalienta la temperatura del aire de 16.21°C a 69.97 °C aumentando la eficiencia de un 63.995% a 78.853 % reduciendo la pérdida de calor por combustión incompleta de un 12.578 % a 9.08 % ahorrándose 163.285 GAL/año.

Se realizó una evaluación económica en base al rendimiento y consumo energético con la compra de dos economizadores para la caldera de 150 BHP, con una inversión inicial de S/ 35,600 autofinanciada, lo que nos resultó rentable y recuperable en 3 años, generando un ahorro energético anual de S/ 11,608 desde el primer año. Se obtiene un VAN de S/ 13,149.84 y una TIR del 24.07%, consolidándose como una inversión estratégica con beneficios económicos, operativos y ambientales sostenibles. Además, la instalación de un tercer intercambiador de calor en la caldera de 80 BHP requirió de una inversión total de S/ 15,444.00 permitiendo incrementar la eficiencia térmica , logrando un ahorro anual de S/ 2,612.56 en diésel desde el primer año. Con un VAN de S/ 2,171.52 y una TIR del 13% proyectando a 10 años, el proyecto es técnica y económicamente viable, ofreciendo beneficios sostenibles en eficiencia energética y reducción de costos.

RECOMENDACIONES

- Desarrollar e implementar un plan de mantenimiento preventivo a todos los dispositivos periféricos instalados dentro del comedor universitario. Este plan debe coordinarse de manera integral con las actividades de mantenimiento programadas para las calderas de 150 BHP y 80 BHP, garantizando así una gestión eficiente y sincronizada de todos los equipos del sistema.
- Para lograr diagnósticos más precisos del rendimiento de las calderas y un monitoreo eficaz de tuberías y válvulas de seguridad, se recomienda adquirir equipos de medición calibrados, específicamente caudalímetros de vapor y agua, sensores de calor o pistolas térmicas. Esta implementación es clave para obtener datos más confiables que fundamenten decisiones técnicas acertadas y permitan diseñar soluciones efectivas a los problemas identificados.
- Se recomienda la implementación de los economizadores propuestos en esta investigación de tesis con sus respectivos accesorios, previo análisis y diseño de cada intercambiador por parte de un ingeniero mecánico, adoptando medidas complementarias como el aislamiento térmico en tuberías y componentes críticos para reducir pérdidas de energía, junto con un programa de mantenimiento periódico de los economizadores que permita optimizar la transferencia de calor entre fluidos, logrando así mejorar el rendimiento global del sistema, reducir costos operativos y extender la vida útil de las calderas del comedor universitario.
- Se recomienda sustituir el Diesel premium por gas natural, dado que este cambio genera mayor ahorro económico, mejora la eficiencia de las calderas y reduce considerablemente la contaminación ambiental.

BIBLIOGRAFIA

- Agencia Internacional de Energía. (2024). World Energy Outlook. En *John Wiley & Sons* (Vol. 1, Número 2). Agencia internacional de energía (AIE/ EIA).
- Alexander, Charles K, Sadiku, & Matthew N. (2013). *Fundamentos de circuitos eléctricos, 5ta. Edición*.
- American Society of Mechanical Engineers. (2021). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section I: Rules for Construction of Power Boilers*.
- Arístides Alfredo Vara Horna. (2012). *7 Pasos para una tesis exitosa*.
- Babcock & Wilcox. (2015). *Steam : its generation and use*. Babcock & Wilcox Company.
- Castañeda, R. (2021). Flujo de caja como herramienta financiera para mejorar la liquidez de la empresa comercializadora exportadora INBC SRL, Lambayeque 2019 [Tesis de grado, Universidad Señor de Sipán]. Repositorio Institucional US <https://n9.cl/ykvlb>
- Cengel, Y. A. A. J. G. (2007). *Transferencia de calor y masa fundamentos y aplicaciones* (Punta Santa Fe). <https://www.freelibros.net/>
- Çengel, Yunus. B. M. (2019). *Termodinámica*.
- Chen, B., Ye, X., Shen, J., Wang, S., Deng, S., & Yang, J. (2021). Investigations on the energy efficiency limits for industrial boiler operation and technical requirements—taking China’s Hunan province as an example. *Energy*, 220, 119672. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2020.119672>
- Cotrina Castañeda, W. R. (2018). *Análisis Técnico económico y financiero de implementación de sistema osmosis inversa para el tratamiento del agua de alimentación de la caldera pirotubular de 400 BHP marca Apin para aumentar la producción de vapor en la empresa Alicorp S.A.A-Trujillo* [Tesis de Pregrado]. https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/23002/cotrina_cw.pdf?sequence=1&isAllowed=y

- Cuesta-Vidal, C., & Vásconez-Acuña, L. (2021). Gestión del flujo de caja en situaciones de crisis. CIENCIAMATRIA, 7(2), 479-507. <https://doi.org/10.35381/cm.v7i2.519>
- DIN 1942. (1994). *Pruebas de aceptación de generadores de Vapor*. Instituto Alemán de Investigación. <https://www.dinmedia.de/en/standard/din-1942/2220761>
- European Standard EN 15316-4-1:2017. (2017). *Energy performance of buildings - Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies - Part 4-1: Heating systems, Combustion systems (Boilers)*.
- Frailé Mora, J. (2003). *Máquinas eléctricas*. 5, 1-769.
- Francisco, J., Martínez, A., Broatch, A., José, J., Lucas, G., García, A., Carlos, M., García, G., Manuel, J., Martínez, L., Molina, S., Benjamín, A., & Moreno, P. (2010). *Ejercicios Resueltos de Máquinas Térmicas*. https://www.unebook.es/es/libro/ejercicios-resueltos-de-maquinas-termicas_37132
- García San José, R. (2001). *Combustion y Combustibles*. https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/51315812/Combustion_y_combustibles-libre.pdf
- Geovanny, P. et al. (2010). *Escuela politécnica nacional facultad de ingeniería mecánica determinación de la influencia de la altura en emisiones contaminantes de un vehículo con motor de ciclo otto, de inyección electrónica de gasolina* [Tesis de Pregrado]. <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/7684>
- Hernández Sampieri, R. (2014). *Metodología de la investigación científica*.
- Hidalgo Masache, C. (2016a). *Eficiencia térmica de las calderas de vapor de la ciudad de Loja y su correlación con la contaminación ambiental*. Universidad Nacional de Loja.
- Hidalgo Masache, C. (2016b). *Eficiencia térmica de las calderas de vapor de la ciudad de Loja y su correlación con la contaminación ambiental, Universidad Nacional de Loja* [Tesis de pregrado]. <https://dspace.unl.edu.ec/jspui/handle/123456789/10807>

- Incropera, F., & Witt, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* (Books and order).
https://www.academia.edu/36019670/Fundamentos_de_transferencia_de_calor_y_de_masa_4ta
- K. Johnson. (2020). *Energy Efficiency Assessment of Industrial Steam Boilers*.
www.iea.org/terms
- Kebede Nemomsa, S., Dessalegn Dejene, N., Gopal, M., Shunki Tibba, G., & Tamiru Negari, D. (2023). Design and simulation of a combined flue gas and steam bagasse dryer to increase boiler efficiency of a sugar factory. *Materials Today: Proceedings*, 90, 113-122.
<https://doi.org/10.1016/J.MATPR.2023.05.066>
- Kenneth y Donald. (2001). *idoc.pub_termodinamica-6ta-edicion-kenneth-wark-jr-donald-e-richardspdf*. <https://idoc.pub/documents/termodinamica-6ta-edicion-kenneth-wark-jr-donald-e-richardspdf-6nq86ymv6pnw>
- Kreider, J. (2001). *Handbook of Heating, Ventilation, and Air Conditioning*. CRC Press.
- Lin, K. W., & Wu, H. W. (2023). Emissions and energy/exergy efficiency in an industrial boiler with biodiesel and other fuels. *Case Studies in Thermal Engineering*, 50, 103474.
<https://doi.org/10.1016/J.CSITE.2023.103474>
- Ministerio del Ambiente. (2023). *Monitoreo y Perspectivas climáticas e hidrológicas en CUSCO y PUNO*. <https://es.weatherspark.com/y/25926/Clima-promedio-en-Cuzco-Per%C3%BA-durante-todo-el-a%C3%B1o>
- North American Combustion Handbook, Volume I: Principles*. (2017). www.ihea.org
- Ragland, K. W., & Bryden, K. M. (1998). *Combustion Engineering*.
<https://archive.org/details/combustionengine0000borm/page/n5/mode/2up>
- Redhead, J. A. (2019). *Facultad de Ingeniería, Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica "Propuesta estratégica de gestión energética para reducir el consumo energético de la caldera pirotubular Johnston Boiler de 900BHP de la empresa CNC*

[Tesis de pregrado, Universidad César Vallejo].

<https://hdl.handle.net/20.500.12692/38887>

Redhead, J. A., Asesor, Z., Paredes, M., & Rosali, R. R. (2019). *Facultad De Ingeniería Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica "Propuesta estratégica de gestión energética para reducir el consumo energético de la caldera pirotubular Johnston Boiler de 900BHP de la empresa CNC.*

S. Díaz, C. (2005). *Metodología de la investigación científica.*

Schmidt, M. (2008). The Sankey diagram in energy and material flow management: Part I: History. *Journal of Industrial Ecology*, 12(1), 82-94. <https://doi.org/10.1111/j.1530-9290.2008.00004.x>

Shapiro, M. J. M., & Howard N. (2004). *Fundamentos de termodinámica técnica.*
<http://www.reverte.com>

Stephen J. Chapman. (2005). *Electric Machinery Fundamentals.*

Víctor, I., & Zevallos, H. (2017). *Manser S.A.C. ING.*

Vivanco, K. (2017). *Universidad nacional del callao facultad de ingeniería mecánica y de energía escuela profesional de ingeniería en energía tesis para optar el título profesional de ingeniero en energía [Universidad nacional del Callao].*
https://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/UNAC_aec02c4dc7c3e751136f84e799608
988

Anexo 1

Solicitud para realizar el estudio en la casa de máquinas del comedor.



UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABADEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

Cusco, 13 de junio de 2024

DRA. ROXANA ABARCA ARAMBIDE
DIRECTORA DEL COMEDOR UNIVERSITARIO DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABADEL CUSCO

ASUNTO : SOLICITO QUE ME BRINDE AUTORIZACIÓN PARA ACCEDER A LA CASA DE MAQUINAS DEL COMEDOR UNIVERSITARIO DE LA UNSAAC CON EL OBJETIVO DE REALIZAR UNA INVESTIGACIÓN DE TESIS PARA LOS SEMESTRES 2024-I, 2024-II Y 2025-I.

Es grato dirigirme a usted, para expresarle mi cordial saludo y presentarme como **Sr. SUYLO CONDORI LUXWIN, con Código Universitario N° 154987**, alumno de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Informática y Mecánica de la UNSAAC.

Agradeceré a usted brindar su apoyo para realizar el estudio respectivo en los semestres académicos 2024-I, 2024-II y 2025-I de la tesis denominada "EVALUACIÓN TÉRMICA DE LAS CALDERAS DEL COMEDOR UNIVERSITARIO DE LA UNSAAC PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO Y CONSUMO ENERGÉTICO 2024" (dicha tesis se encuentra sujeta a un tema de TESIS DE PREGRADO) para lo cual ES DE SUMA IMPORTANCIA ACCEDER A LAS INSTALACIONES DEL COMEDOR UNIVERSITARIO DE LA UNSAAC PARA LA OBTENCIÓN DE DATOS QUE SERVIRÁN DE SOPORTE PARA DICHA INVESTIGACIÓN, así como contar con la información técnica respectiva para dicho estudio, todo esto con fines netamente académicos de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco.

Agradezco, anticipadamente, por la gentil atención que se sirva brindar al presente, hago propicia la oportunidad para hacerle llegar a usted mi mayor distinción.

St. ARMANDO, DAR LAS FACILIDADES AL BR. LUXWIN SUYLO C.
C-19-06-24.

Atentamente,
FIRMA

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABADEL CUSCO
OFICINA DE BIENESTAR UNIVERSITARIO
Visto el Expediente N° 5-0025
Pase a: Sr. HUMBERTO CRAVEZ
Firma para su autorización
Si es factible
Emitido: 19/06/2024

Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco
COMEDOR UNIVERSITARIO
CPO. Francisco Coarvey Ferro
ADMINISTRADOR

Nombre: Luxwin Suylo Condori
DNI N°: 47541396

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABADEL CUSCO
DIRECCIÓN DE BIENESTAR UNIVERSITARIO
Dra. ROXANA ABARCA ARAMBIDE
DIRECTORA

ANEXOS

Nota: Fuente propia

Anexo 2

Operación de las calderas en el periodo 2024.



Nota. Los círculos azules representan los días en los cuales la caldera de 150 BHP funcionó, los círculos dorados representan los días en los cuales la caldera de 80 BHP funcionó, los círculos rojos representan los días que ambas calderas no trabajaron por temas de feriados o paros, y finalmente, los círculos verdes representan los días en que ambas calderas estaban apagadas por fines de semana (sábados y domingos).

Anexo 3

Centro meteorológico de la UNSAAC



UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
DEPARTAMENTO ACADÉMICO DE GEOGRAFÍA

OBSERVATORIO METEOROLÓGICO "LUIS OLAZO OLIVERA"



CONSTANCIA

El director del Observatorio Meteorológico "Luis Olazo Olivera – Perayoc" de la Universidad Nacional de San Antonio Abad de Cusco.

Hace constar:

Que, el señor **Luxwin Suylo Condori**, identificado con DNI N° **47541396**, Bachiller de la Facultad de Ingeniería Mecánica – UNSAAC, ha solicitado información registrada por nuestra estación, para trabajos de investigación Proyecto de tesis intitulado **"EVALUACION TERMICA DE LAS CALDERAS DEL COMEDOR UNIVERSITARIO DE LA UNSAAC PARA LA OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO Y CONSUMO ENERGETICO - 2024"**

En ese sentido, se ha facilitado la información registrada y procesada en Libretas Meteorológicas diarias respectivamente, de los parámetros de temperatura, humedad relativa, velocidad del viento y presión atmosférica de los años 2023 – 2024; por lo que.

Se expide la presente constancia a solicitud del interesado, para los fines que vea por conveniente.

Cusco, 3 de octubre del 2024.

Atentamente,



Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco

DR. NICACIO CHAPARRO DAZA
DIRECTOR
DEL DEPARTAMENTO ACADÉMICO DE GEOGRAFÍA

Nota. Se utilizó la base de datos del centro meteorológico de la UNSAAC para la medición de la temperatura en el año 2024.

Anexo 3-A

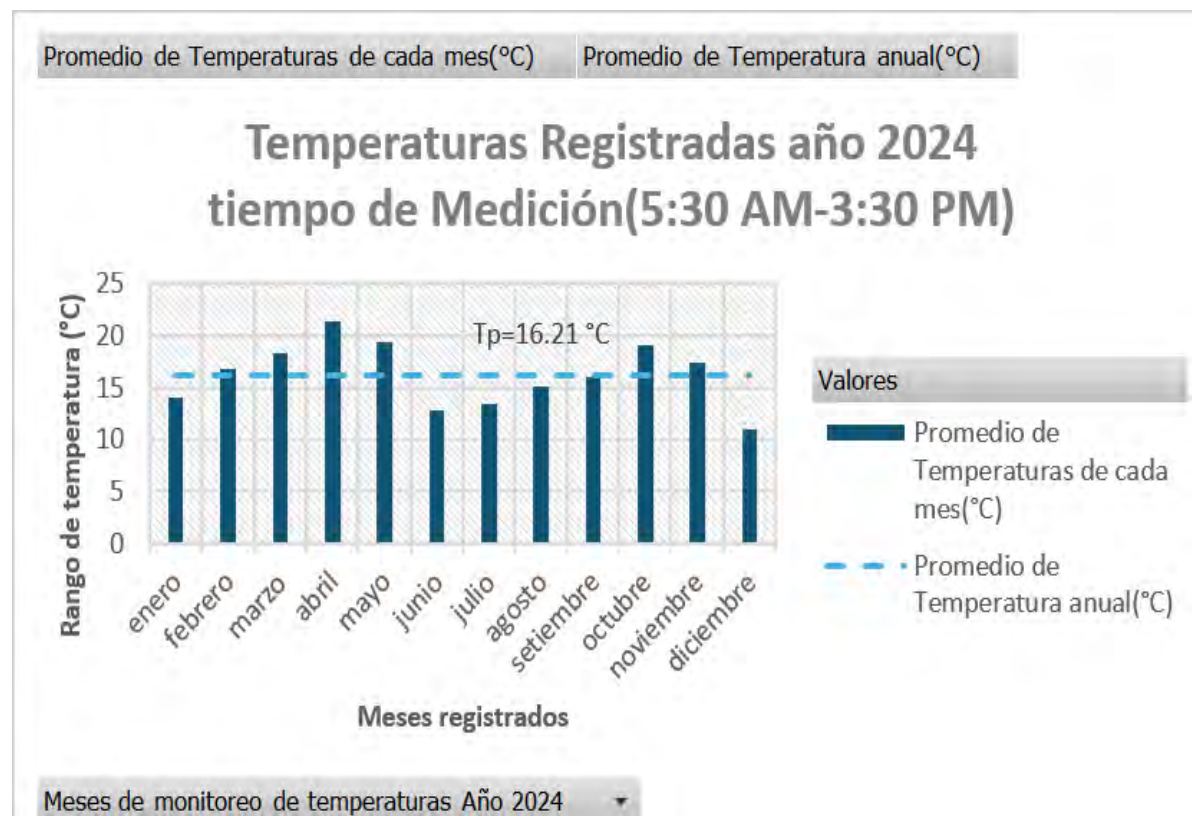
Registro de las mediciones realizadas por el centro meteorológico de la UNSAAC.

Columna1	Columna2	Columna3	Columna4	Columna5	Columna6	Columna7	Columna8	Columna9	Columna10	Columna11	Columna12	Columna13	Columna14	Columna15	Columna16
		Temp	Hi	Low	Out	Dew	Wind	Wind	Wind	Hi	Hi	Wind	Heat	THW	THSW
Fecha	Hora	Temperatura externa(Estación)	Temp	Temp	Hum	Pt	Speed	Dir	Run	Speed	Dir	Chill	Index	Index	Index
01/01/24	0:05	13.5	13.6	13.5	77	9.5	0.0	---	0.00	0.0	---	13.5	13.2	13.2	11.8
01/01/24	0:10	13.4	13.5	13.4	76	9.3	0.0	---	0.00	0.0	---	13.4	13.2	13.2	11.7
01/01/24	0:15	13.3	13.4	13.3	76	9.2	0.0	---	0.00	0.0	---	13.3	13.1	13.1	11.5
01/01/24	0:20	13.3	13.4	13.3	76	9.2	0.0	---	0.00	0.0	---	13.3	13.1	13.1	11.4
01/01/24	0:25	13.3	13.3	13.3	76	9.1	0.0	---	0.00	0.0	---	13.3	13.0	13.0	11.4
01/01/24	0:30	13.2	13.3	13.2	76	9.1	0.0	---	0.00	0.0	---	13.2	12.9	12.9	11.2
01/01/24	0:35	13.1	13.2	13.1	77	9.2	0.0	---	0.00	0.0	---	13.1	12.8	12.8	11.1
01/01/24	0:40	13.1	13.1	13.1	77	9.1	0.0	---	0.00	0.0	---	13.1	12.8	12.8	11.1
01/01/24	0:45	13.0	13.1	13.0	78	9.3	0.0	---	0.00	0.0	---	13.0	12.8	12.8	11.1
01/01/24	0:50	12.9	13.0	12.9	78	9.1	0.0	---	0.00	0.0	---	12.9	12.7	12.7	10.9
01/01/24	0:55	12.8	12.9	12.8	79	9.3	0.0	---	0.00	0.0	---	12.8	12.6	12.6	10.9
01/01/24	1:00	12.8	12.8	12.8	80	9.4	0.0	---	0.00	0.0	---	12.8	12.6	12.6	10.9
01/01/24	1:05	12.7	12.8	12.7	81	9.5	0.0	---	0.00	0.0	---	12.7	12.6	12.6	10.8
01/01/24	1:10	12.7	12.7	12.7	81	9.5	0.0	---	0.00	0.0	---	12.7	12.5	12.5	10.8
01/01/24	1:15	12.6	12.7	12.6	82	9.6	0.0	---	0.00	0.0	---	12.6	12.5	12.5	10.8
01/01/24	1:20	12.6	12.6	12.6	82	9.6	0.0	---	0.00	0.0	---	12.6	12.4	12.4	10.7
01/01/24	1:25	12.5	12.6	12.5	82	9.5	0.0	---	0.00	0.0	---	12.5	12.4	12.4	10.7
01/01/24	1:30	12.4	12.5	12.4	82	9.5	0.0	---	0.00	0.0	---	12.4	12.3	12.3	10.6
01/01/24	1:35	12.4	12.4	12.4	82	9.4	0.0	---	0.00	0.0	---	12.4	12.3	12.3	10.6
01/01/24	1:40	12.4	12.4	12.4	83	9.6	0.0	---	0.00	0.0	---	12.4	12.3	12.3	10.6
01/01/24	1:45	12.3	12.4	12.3	83	9.5	0.0	---	0.00	0.0	---	12.3	12.2	12.2	10.5
01/01/24	1:50	12.2	12.3	12.2	83	9.4	0.0	---	0.00	0.0	---	12.2	12.1	12.1	10.4
01/01/24	1:55	12.2	12.2	12.2	83	9.4	0.0	---	0.00	0.0	---	12.2	12.1	12.1	10.3
01/01/24	2:00	12.1	12.2	12.1	84	9.5	0.0	---	0.00	0.0	---	12.1	12.1	12.1	10.3
01/01/24	2:05	12.1	12.1	12.1	84	9.5	0.0	---	0.00	0.0	---	12.1	12.1	12.1	10.3

Nota. Elaboración propia.

Anexo 3-B

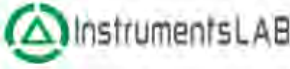
Temperatura promedio anual dentro de la casa de máquinas periodo 2024



Nota. La temperatura promedio anual durante el periodo 2024 es de 16.21 °C, cortesía : Centro meteorológico de la UNSAAC.

Anexo 4

Certificado de calibración del dispositivo Testo 300 calibrado por la INACAL.

	LABORATORIO DE CALIBRACIÓN ACREDITADO POR EL ORGANISMO PERUANO DE ACREDITACIÓN INACAL - DA CON REGISTRO N° LC - 027	
Certificado de Calibración		G-24-0101
Cliente:	SERVICIOS DE INGENIERIA SOTO S.R.L.	Instruments Lab S.A.C. cuenta con un laboratorio de calibración que trabaja bajo el sistema de gestión NTP ISO/IEC 17025.
Dirección de Cliente:	Mza. B Lote. 04 A.v. 13 DE octubre (Altura de Pasaje Mancilla) Lima - Lima -Santiago de Surco	Los patrones usados en las calibraciones son calibrados regularmente y son trazables a estándares nacionales e internacionales.
Instrumento:	Analizador de gases	Los documentos que se han generado como resultado del presente certificado de calibración, son estrictamente confidenciales y por ninguna causa serán exhibidos ni divulgados por el personal de Instruments Lab S.A.C., obligándose a guardar la confidencialidad de la información que se genere o desarrolle.
Fabricante:	Testo SE & Co. KGaA	El servicio de calibración es trazable al Sistema Internacional de Unidades de medida (SI).
Modelo:	testo 300	Puede verificar la validez del presente certificado escaneando el siguiente código QR.
N° de serie:	62708779	
Código Cliente:	No indica	
Alcance de medición:	Ver especificaciones del instrumento (*)	
Resolución:	Ver especificaciones del instrumento (*)	
Exactitud:	Ver especificaciones del instrumento (*)	
N° de Orden de trabajo:	OT-24-0572	
Fecha de Calibración:	2024-10-28	
Lugar de Calibración:	Instruments Lab S.A.C.	
(*) Las especificaciones del instrumento se encuentran detalladas en las hojas de resultados por cada parámetro.		
Este certificado de calibración no puede ser reproducido total ni parcialmente, excepto con la autorización del Laboratorio. Los certificados de calibración sin firma no son válidos.		
Emisión Certificado	Autorizado por:	Realizado por:
2024-11-07	 Daniel Pizarro	 Arnold Pérez
INSTRUMENTS LAB S.A.C. IL-FCG-001	Calle Luis Godín N° 4445 Lima, San José - Bellavista	+51 1 7505000 www.instrumentslab.com.pe info@instrumentslab.com.pe
		Página 1 de 5

Nota. Elaboración propia.

Anexo 5

Caldera pirotubular de 150 BHP en disposición horizontal.



Nota. Elaboración propia.

Anexo 5-A

Placa técnica adherida a la caldera de 150 BHP



Nota: Elaboración propia.

Anexo 6

Placas de los diferentes dispositivos periféricos con los cuales trabaja la caldera de 150 BHP.

Anexo 06-A.

Placa del ventilador eléctrico de la caldera de



Nota: Elaboración propia

Anexo 6-B

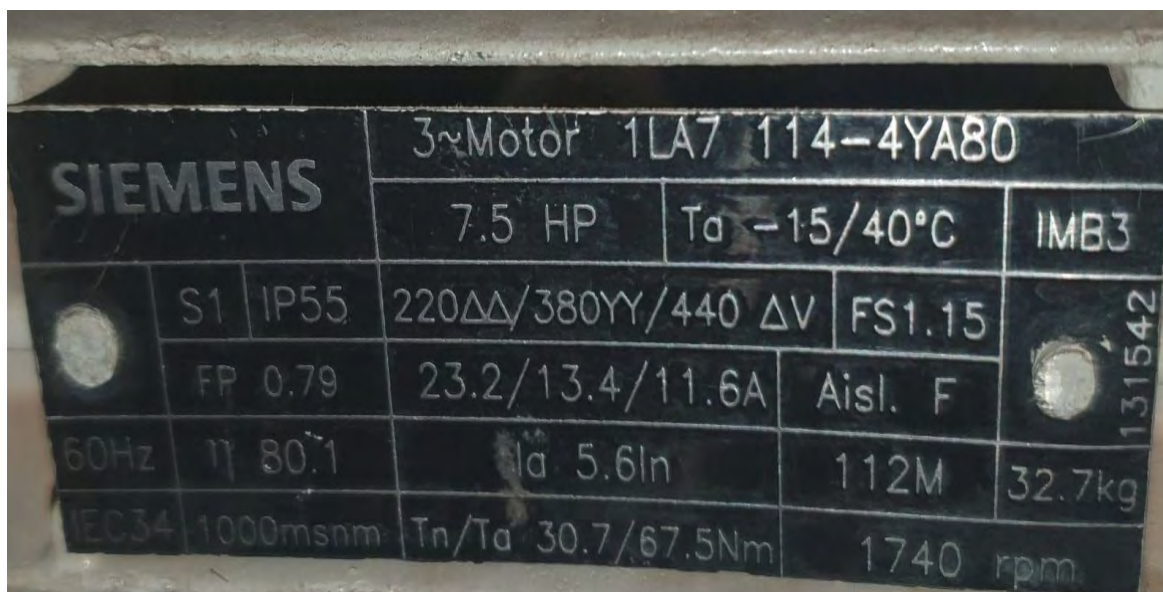
Placa del motor eléctrico que acciona la bomba presurizadora de combustible.



Nota. Elaboración propia

Anexo 6-C

Placa del motor eléctrico que se encarga de presurizar el agua que ingresa a la



Nota. Elaboración propia

Anexo 6-D

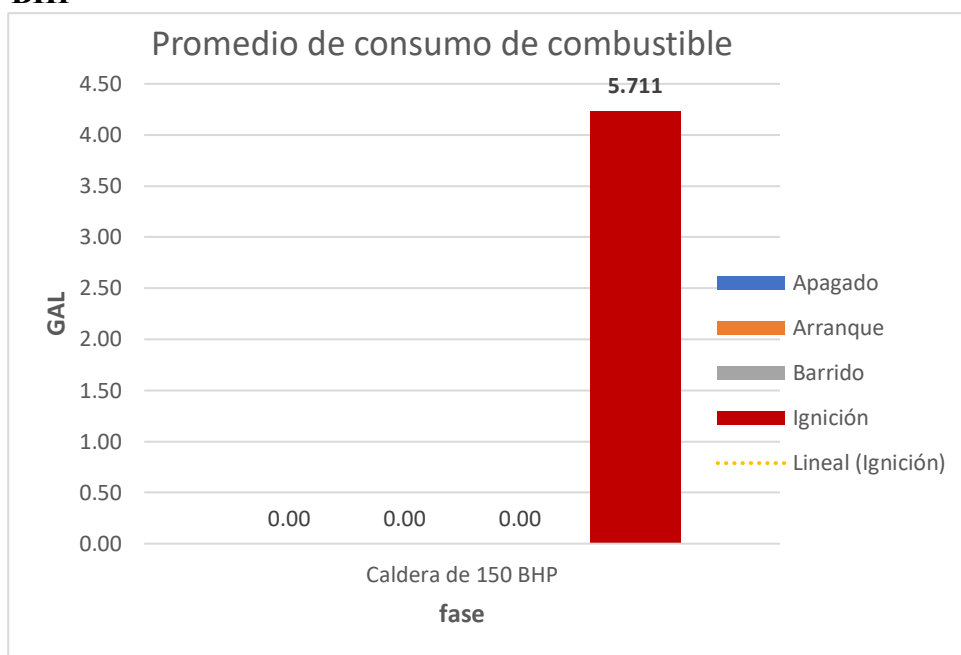
Placa del quemador de combustible encargada de generar una buena combustión



Nota. Elaboración propia

Anexo 7

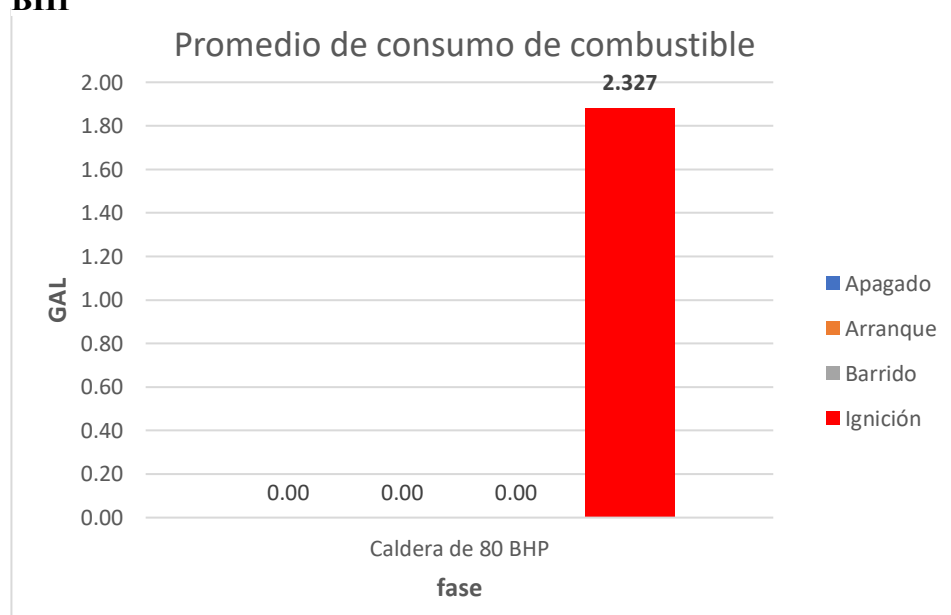
Consumo de combustible en la fase de ignición de la caldera de 150 BHP



Nota: Elaboración propia

Anexo 8

Consumo de combustible en la fase de ignición de la caldera de 80 BHP



Nota. Elaboración propia

Anexo 9

Resultados de las mediciones de los gases de combustión en la caldera de 150 BHP hecha por dispositivo Testo 300.



Servicios de ingeniería
soto

Mediciones

(información general)

Cliente		Mediciones	
Nombre empresa	UNSAAC	Fecha	7/11/24 11:34
Persona contacto		Sistema	MANSER SAC 150 BHP
Dirección		Combustible	F-Oleo n2
Población		O2ref	3,0 %
Email		CO2 max	15,9 %
Teléfono			

Info. Instrumento

Firmware	1.09.5266	Versión del software	11.6.2.11493
Nombre dispositivo	testo 300		
Número de identificación del dispositivo	TT3662708779NEU0721		
Número de serie	62708779		
Número de la bomba de humo			
Fecha última revisión	13.07.21		

Combustión - 7/11/24 8:51

TH	106,3 °C	TA	24,7 °C
COcorr	5 ppm	TH	106,3 °C
CO	3 ppm	Tiro	0,043 mbar
O2	8,0 %	REN	95,2 %
λ	1,62	COamb	— ppm
CO2	9,84 %	RENbr	95,2 %
qA	4,8 %	td	44,7 °C
qAbr	4,8 %		

Combustión - 7/11/24 8:53

TH	111,0 °C	TA	24,3 °C
COcorr	0 ppm	TH	111,0 °C
CO	0 ppm	Tiro	-0,088 mbar
O2	8,0 %	REN	94,9 %
λ	1,62	COamb	— ppm
CO2	9,84 %	RENbr	94,9 %
qA	5,1 %	td	44,6 °C

Page 1/5

Nota. Elaboración propia.

Anexo 10

Caldera acuotubular de 80 BHP de disposición vertical.



Nota. Elaboración propia

Anexo 10-A

Placa técnica de la caldera de 80 BHP



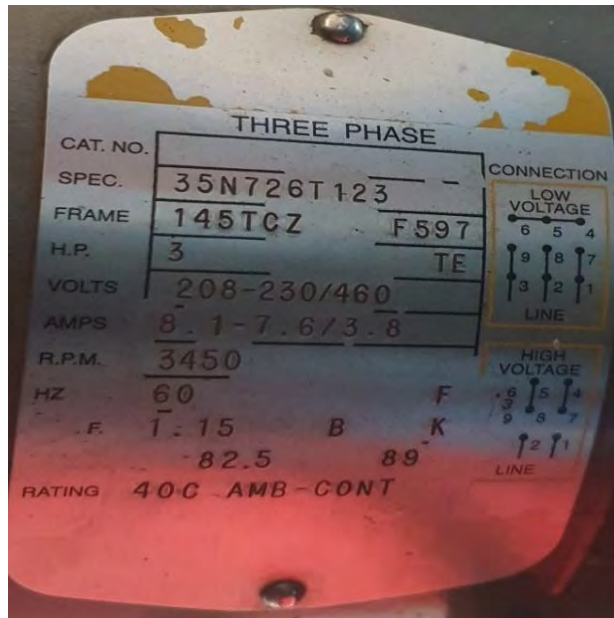
Nota. Elaboración propia

Anexo 11

Placas de los diferentes dispositivos periféricos con los cuales trabaja la caldera de 80 BHP

Anexo 11-A

Placa del motor eléctrico que acciona el ventilador de la caldera de 80 BHP



Nota. Elaboración propia.

Anexo 11-B

Placa del motor eléctrico de la bomba de agua de la caldera de 80 BHP.



Nota. Elaboración propia

Anexo 11-C

Placa del quemador de combustible de la caldera de 80 BHP.

PowerFlame Burner					
MODEL NO.					
C3-0					
SERIAL NO.			INVOICE NO.		
059675228			147150		
TYPE	MIN.		MAX.		
GAS			MBH		
#2 OIL	7.4	GPH	26.0	GPH	
CONTROL VOLTS		115/17	AMPS	5	
MOTOR VOLTS		230/17	AMPS	13	
MOTOR HORSEPOWER		2			
INTEGRAL CONTROL GROUP - GAS					
INTEGRAL CONTROL GROUP - OIL		9			
GAS MANIFOLD PRESS (IN. WC)					
PowerFlame Incorporated®					
PARSONS, KS			P/N 91200		

Nota: Elaboración propia

Anexo 12

Placa del tanque de combustible de ambas calderas

SWT	
PRODUCTO ALMACENADO	PETROLEO DB5
MARCA	SWT
SERIE	15 - 150
MODELO	SWT - 150
CAPACIDAD	150 GLNS
PRESION DE DISEÑO	15 PSI
MATERIAL	ASTM A36
AÑO DE FABRICACIÓN	2015
AV. TUPAC AMARU MZ O LT 4 - SAN BORJA	
CONTACTO AL: 958 316476, 947512412	
CUSCO - PERÚ	

Nota: Elaboración propia

Anexo 13

Resultados de las mediciones de los gases de combustión en la caldera de 80 BHP realizada por dispositivo Testo 300.



SERVICIOS DE INGENIERIA

Servicios de ingeniería
soto

Mediciones

Información general

Cliente		Mediciones	
Nombre empresa	UNSAAC	Fecha	7/11/24 8:15
Persona contacto		Sistema	Manser SAC 80BHP
Dirección		Combustible	F-Oleo n2
Población		O2ref	3,0 %
Email		CO2 max	15,9 %
Teléfono			

Info. Instrumento

Firmware	1.09.5266	Versión del software	11.6.2.11493
Nombre dispositivo	testo 300		
Número de identificación del dispositivo	TT3662708779NEU0721		
Número de serie	62708779		
Número de la bomba de humo			
Fecha última revisión	13.07.21		

Combustión - 6/11/24 12:17

TH	121,0 °C	TA	37,3 °C
COcorr	3 ppm	TH	121,0 °C
CO	2 ppm	Tiro	-0,099 mbar
O2	5,0 %	REN	95,9 %
λ	1,31	COamb	— ppm
CO2	12,11 %	RENbr	95,9 %
qA	4,1 %	td	51,4 °C
qAbr.	4,1 %		

Combustión - 6/11/24 12:20

TH	135,3 °C	TA	29,4 °C
COcorr	1 ppm	TH	135,3 °C
CO	1 ppm	Tiro	-0,002 mbar
O2	5,9 %	REN	94,5 %
λ	1,39	COamb	— ppm
CO2	11,43 %	RENbr	94,5 %
qA	5,5 %	td	48,0 °C

Nota. Elaboración propia.

Información de la calidad de agua que la caldera de 80 BHP requiere.

LAS CONDICIONES DE AGUA RECOMENDADAS

Seguir las recomendaciones para la alimentación del agua de la caldera y dentro de esta. Conecte a un químico profesional en tratamientos del agua para calderas. Esto es muy importante y estricto para mantener el tratamiento del agua en la caldera, seguir lo siguiente:

ALIMENTACION DEL AGUA

Oxígeno disuelto	menos de 0.007 ppm
PH desde la válvula	8.3 hasta 10.0 probando a 25°C)
*Dureza	menos de 0.3 ppm forma de CaCO_3
Aceite	ninguno
Sólidos suspendidos	ninguno
Materia Orgánica	menos de 1 ppm
Cloruro	menos de 50 ppm
Total de sólidos disueltos	menos de 300 ppm

EL AGUA DENTRO DE LA CALDERA:

Fosfato	30 hasta 60 ppm en la forma de PO_4
Alcalinidad	300 hasta 600 ppm como CaCO_3
Cloruro	menos de 500 ppm
PH desde la válvula	9 hasta 11 (probado a la temperatura de la sala del caldero)
Total de sólidos disueltos	(ajuste conductividad) 2000 a 3000 mmhos
Total de sólidos disueltos	(ajuste conductividad) 3000 a 6000 mmhos
Hierro	menos de 1 máximo del ppm
Sílice	menos de 150 máximo del ppm en la forma SiO_2
Sulfato	30 hasta 60 ppm
Oxígeno disuelto	ninguno

Ppm = parte por millón · CaCO_3 = carbonato de calcio · PO_4 = Fosfato · SiO_2 = Dióxido de silicio

* 1 Grado Dureza = 17.118 ppm - por lo tanto: 70 ppm = 4.10 granos de dureza.

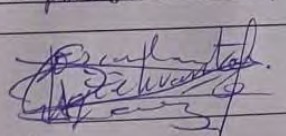
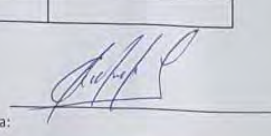
Los sólidos que entran en la alimentación del agua que se concentran en la caldera, es crítico que el PH sea alcalino (9-11)

Las purgas diarias son recomendadas para ayudar a prevenir la formación de depósitos.

Consultar con el químico responsable para hacer el número de purgas recomendadas.

Anexo 15

SDT encontrados en el agua de alimentación de las calderas.

Código REG-AHC-22		REGISTRO DE ANALISIS DE CALIDAD DE AGUA DE CALDERAS			IMESUR S.A.C.	
Versión 01						
Cliente: <u>UNIVERSIDAD SAN ANTONIO D.E. Cusco (calderas)</u> Fecha: <u>23/10/2024</u>						
AGUA DE CALDERAS					AGUA DE ALIMENTACIÓN	
Parámetro	Valor Recomendado	Caldera 1 E: 80 Hp	Caldera 2 E: 150 Hp	Caldera 3 E:	Parámetro	Valor Recomendado
Dureza Total (ppm)	<2 ppm	2	0		Dureza Total (ppm)	<2 ppm
PH	10.5-11.8	9.90	11.02		PH	8.5-9.5
Sólidos Totales Disueltos (ppm)	<3500 ppm	440	1260		Hierro Residual (ppm)	<0.05 ppm
Sulfato Residual SO ₃ (ppm)	30-70 ppm	20	30		Temperatura (°C)	70-85°C
Fosfato Residual PO ₄ (ppm)	30-60 ppm	40	10		Sólidos Totales Disueltos (ppm)	220
Alcalinidad P (ppm) CaCO ₃		180	40		AGUA FUENTE	
Alcalinidad M (ppm) CaCO ₃	<700	270	120		Dureza Total (ppm)	-
Alcalinidad OH (ppm) CaCO ₃		90	-		PH	7.88
Cloruros (ppm) Cl	<2000	180	190		Sólidos Totales Disueltos (ppm)	-
AGUA BLANDA					AGUA RETORNO DE CONDENSADO	
Parámetro	Valor Recomendado	Resultado			Parámetro	Valor Recomendado
Dureza Total (ppm)	0-5 ppm	2.5			Dureza Total (ppm)	<2 ppm
PH	6.5-7.5	7.90			PH	8.5-9.5
Sólidos Totales Disueltos (ppm)	-	310			Sólidos Totales Disueltos (ppm)	<10 ppm
RECOMENDACIONES						
Agua Fuente: parámetros Normales dentro del sistema externo. Agua Blanda: Dureza dentro del rango, pH un poco elevado. Sólidos totales Disueltos (STD), Normal. Agua de Alimentación: Dureza total elevada, pH bajo, Temperatura baja, STD, dentro del rango. Agua Caldera 1: Dureza total dentro del rango, pH bajo, STD bajo, Sulfato bajo, Fosfato dentro del rango, Alcalinidad y Cloruros bajos. Agua Caldera 2 (en funcionamiento): Dureza óptima, pH dentro del rango, STD y Sulfato dentro del rango, Fosfato bajo, Alcalinidad y Cloruros bajos. Observaciones: Esta en funcionamiento la Caldera 1 y esta turbia (pulgar de rato en rato), entro agua dura en las tuberías. Recomendaciones y purgar en las salidas del sistema para sacar las suciedades que se estanque.						
DOSIS RECOMENDADA						
Producto Químico	Caldera 1	Caldera 2	Caldera 3			
Quimicor (Antiincrustante)	600ml	350ml				
Quimifos (Anti-corrosivo)	600ml	300ml				
Ina Encarrozón: 				Jefe de Área: 		

Nota. Elaboración propia basado en "el análisis de agua de las calderas" Quispe, (2024).

Anexo 16

Reporte diario de parámetros de agua de la caldera y ablandador.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAB DEL CUSCO
DIRECCION DE BIENESTAR UNIVERSITARIO
SALA DE CALDERAS (CASA DE FUERZA)

REPORTE DIARIO DE PARAMETROS DE AGUA DE LA CALDERA Y ABLANDADOR

SEMESTRE 2024 – II Mes de: noviembre por días

CALDERAS 80 Y 150 BHP		150	150	80	150	80	150	150	80	150	80	150	80	80	80	
		04/11	06/11		08/11		11/11	18/11		20/11		22/11		25/11	27/11	
agua de la ablandador	8.5- 9.5	7.44	7.26	7.62	7.88	7.88	7.54	8.13	8.13	7.95	7.95	7.90	7.90	7.73	7.62	
pH de agua de caldera 80 BHP 150 BHP	9.5 - 10.5 BHP			10.25		10.51			10.17		10.28		10.87	10.72	10.91	
	10.5 – 11.8 PH	11.21	11.26		11.13		11.14	10.99		11.23		11.17				
Dureza de agua ablanda	2 ppm	1.5	1.5	1.5	2.1	2.1	1.5	0.9	0.9	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.9	
Dureza de agua caldera	2 ppm	1.5	0.9	1.5	1.5	0	2.1	6	0	2.4	0.6	0.6		1.5	1.5	
Sulfatos en el agua de condensado	Mg/l	5	5	5	5	5	5	10	10	5	5	5	5	5	5	
Sulfatos en el agua de caldera	30-70 ppm	15	15	15	15	15	20	20	15	10	10	10	15	15	15	
S. eléctrica en el agua de la caldera										-						
Cd conductividad	Us	3,970	3,407	1,344	3,580	3,615	3,780	4,620	1,109	4,300	1,100	3890	1,050	1,312	1,890	
STD en el agua de caldera 2.000 - 3500	<3,500 - 6,000 ppm	2,000	2,000	846	2,000	2,000	2,000	2,000	699	2,000	790	2,000	726	817	1,178	
P de hierro en el agua de caldera	0.1 – 1.0 Mg/l	3	1	4	3	3	2	4	3	3	4	4	3	5	3	
Fosfato en el agua de la caldera	Mg/l	80	80	60	80	80	80	80	10	60	40	60	40	80	80	
P de cloro residual de agua de consumo	C	-								-				0.4	0.8	
	R													0.9	0.9	
Temperatura de agua de la caldera																

Nota. Elaboración propia.

Anexo 17

Marmita de 1000 L



Código	Descripción
CV1000	MARMITA VAPOR 1000 LITROS

Descripción técnica

Construcción :
Cubeta, parte superior y tapa en acero inox AISI 316.
Resto en acero inox AISI 304.
Dimensiones exteriores: 1.696 x 1.430 x 965 mm.
Dimensiones cubeta: 1.500 x 950 x 700 mm.
Capacidad: 1.000 litros.
Tapa basculante compensada. La tapa, a partir de 10º de abertura, queda posicionada automáticamente.
Cubeta y sobre en chapa de 3 mm de grosor.
Pies regulables antivibratorios M20.
Aislamiento: panel de lana de roca de 60 mm de grosor.
Entrada de agua de 3/4" inox.
Grifo de purga de 1 1/4" inox.
Calentamiento del agua de la cubeta por inyección de vapor directo al fondo de la cubeta.
Entrada de vapor controlada por electro válvula.
Tapa protección electro válvula.
Consumo vapor: 170 Kg/h.
Cuadro eléctrico de mando a distancia, maniobra a 24 VAC. Interruptor general, interruptor paro/marcha, luminosos de funcionamiento, protectores.
Regulador de temperatura electrónico - digital , con sonda PT-100.

Nota: Mecaniques Xucla.

Anexo 17-A

Toma de datos en las instalaciones del comedor universitario-cocina



Nota. Fuente propia

Anexo 18

Hallando el flujo másico de agua en el tanque de condensados II



Nota. Elaboración propia.

Anexo 19

Especificaciones técnicas del intercambiador modelo TCV-50.



Nota. Calentadores de agua INTESA.

Anexo 20

Información general del combustible Diesel Premium DB5-S50 utilizado en las dos calderas del comedor universitario.

Anexo 20-A

Precio de combustible Diesel premium DB5-S50 en los principales grifos en el año 2024



Nota. Elaboración propia basado en “Información del precio del combustible en los principales grifos del Cusco”.

Anexo 20-B

Especificaciones técnicas del combustible DB5 S50.

Petróleos del Perú - PETROPERÚ S.A.



ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PETROPERÚ

CLASE DE PRODUCTO		COMBUSTIBLE		Fecha efectiva:		Febrero 2024	
TIPO DE PRODUCTO				Reemplaza edición de:			
DESTILADO MEDIO ULTRA BAJO AZUFRE + 5% BIODIESEL B100				Enero 2019			
NOMBRE DE PRODUCTO				DIESEL B5 S-50			
PROPIEDADES		ESPECIFICACIONES (a)		MÉTODO DE ENSAYO			
		MIN.	MAX.	ASTM		OTROS	
APARIENCIA		Clara y brillante, libre de agua y partículas en suspensión		D-4176		Visual	
Color ASTM (b)		3.0		D-1500, D-6045		Visual	
VOLATILIDAD							
Gravedad API a 60 °F		Reportar		D-1298, D-4052			
Destilación, °C (a 760 mmHg)							
Punto inicial de ebullición		Reportar					
5 %V recuperado		Reportar					
10 %V recuperado		Reportar					
20 %V recuperado		Reportar					
50 %V recuperado		Reportar		D86		ISO 3405	
90 %V recuperado		282	360				
95 %V recuperado		Reportar					
Punto final de ebullición		Reportar					
Punto de inflamación, °C		52		D93, D3828, D7094		ISO 2719	
FLUIDEZ							
Viscosidad cinemática a 40°C, cSt (c)		1.9	4.1	D-445		ISO 3104	
Punto de escurrimiento, °C		+4		D-87, D-5849, D-5950		ISO 3018	
Punto de nube		Reportar		D-2500, D-5771, D-5772, D-5773			
COMBUSTIÓN							
Número de cetano (d)		45		D613		ISO 5165	
Índice de cetano (e)		40		D-4737, D-976		ISO 4264	
COMPOSICIÓN							
Cenizas, % masa		0.01		D-482		ISO 6245	
Residuo de carbón, 10% residuo destilación, %masa		0.35		D4530, D189, D524		ISO 6615	
Azufre total, mg/Kg		50		D-5453, D-2622 D-7039, D-7220		ISO 20846, ISO 14596	
CORROSIVIDAD							
Corrosión lámina de cobre, 3h, 50°C, N°		3		D-130		ISO 2160	
CONTAMINANTES							
Agua y Sedimentos, %V		0.05		D-2709			
ESTABILIDAD A LA OXIDACIÓN							
Estabilidad a la oxidación, mg/100mL		Reportar		D-2274			
LUBRICIDAD							
Lubricidad, diámetro rasgado de uso corregido, HFRR a 60°C, micras		520		D6079, D7688		ISO 12156-1	
REQUERIMIENTOS DE OPERATIVIDAD							
Punto de Obstrucción del Filtro, Flujo en Frío, (CFPP ó POFF), °C		-8		D-6371		UNE-EN-116	
CONDUCTIVIDAD							
Conductividad, pS/m		25		D-2624, D-4308			
BIODIESEL 100 (B100)							
Contenido, % Vol.		5		D-7371		UNE EN 14078	
OBSERVACIONES:							
(a) De conformidad con el D.S. N° 092-2009-EM y su Fe de Erratas.							
(b) Se aplicará colorante verde en las Plantas de Vents, según decisión de la Geencia Comercial.							
(c) La viscosidad cinemática a 40°C puede ser 1,7 cSt., si el Punto de Nube especificado es menor a -12°C para los meses fríos.							
(d) De no contar con el equipo del método ASTM D-613 (Número de Cetano), se calculará el Índice de Cetano con el método ASTM D-4737.							
(e) El método ASTM D-976, se usará únicamente para combustibles Diesel de rango de N° Cetano entre 56.5 a 60.0.							

Nota: Tomada de la página,

<https://www.petroperu.com.pe/productos/combustibles/diesel-ultra/>

Anexo 20-C

Aunque capacidad calorífica y PCS no son lo mismo en física, en este documento se está usando el término "capacidad calorífica" para referirse al poder calorífico inferior (PCS) del combustible Diesel Premium DB5 S50.

EQUIVALENCIA ENERGERTICA DE COMBUSTIBLE(1)		
1 Galón De Gasolina	Equivale A	0.9 Galón Db5
		1.2 Galón GLP
		3.1 m³ GNV-C
CAPACIDAD CALORÍFICA DE COMBUSTIBLES(2)		
GASOLINA	1222.33	MJ / Galón Gasolina
Db5 S50 UVI	136.45	MJ / Galón Db5
GLP	100.93	MJ / Galón GLP
GNV-C	39.87	MJ / m3 standar
ENERGIA UNITARIA(3)		
Energía adquirida:	Indica la cantidad de Energía adquirida en MJ por cada sol.	
Costo de Energía:	Indica el costo (en soles) de 100 MJ al utilizar Combustible referencial	
PC:	Poder calorífico del combustible que se requiere comprar.	
PL:	Precio listado en TOTEM, de acuerdo al combustible que se requiere comprar. (2)	
Energia adquirida $\left(\frac{\text{mj}}{\text{sol}}\right)=\frac{\text{PC}}{\text{PL}}$Costo de Energia $\left(\frac{\text{sol}}{100 \text{ MJ}}\right)=\frac{100 \times \text{PL}}{\text{PC}}$		

Nota. Se asume una reducción del 8% debido al calor latente de vaporización del agua en los productos de combustión.

Anexo 21

Propiedades del agua saturada (líquido-vapor), tabla de presiones.

Tabla A.3 Propiedades del agua saturada (líquido-vapor): Tabla de presiones

H ₂ O	Presión bar	Temp. °C	Volumen específico m ³ /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg · K		Presión bar
			Líquido sat. $v_f \times 10^3$	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Vapori- zación h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g	
	0,04	28,96	1,0040	34,800	121,45	2415,2	121,46	2432,9	2554,4	0,4226	8,4746	0,04
	0,06	36,16	1,0064	23,739	151,53	2425,0	151,53	2415,9	2567,4	0,5210	8,3304	0,06
	0,08	41,51	1,0084	18,103	173,87	2432,2	173,88	2403,1	2577,0	0,5926	8,2287	0,08
	0,10	45,81	1,0102	14,674	191,82	2437,9	191,83	2392,8	2584,7	0,6493	8,1502	0,10
	0,20	60,06	1,0172	7,649	251,38	2456,7	251,40	2358,3	2609,7	0,8320	7,9085	0,20
	0,30	69,10	1,0223	5,229	289,20	2468,4	289,23	2336,1	2625,3	0,9439	7,7686	0,30
	0,40	75,87	1,0265	3,993	317,53	2477,0	317,58	2319,2	2636,8	1,0259	7,6700	0,40
	0,50	81,33	1,0300	3,240	340,44	2483,9	340,49	2305,4	2645,9	1,0910	7,5939	0,50
	0,60	85,94	1,0331	2,732	359,79	2489,6	359,86	2293,6	2653,5	1,1453	7,5320	0,60
	0,70	89,95	1,0360	2,365	376,63	2494,5	376,70	2283,3	2660,0	1,1919	7,4797	0,70
	0,80	93,50	1,0380	2,087	391,58	2498,8	391,66	2274,1	2665,8	1,2329	7,4346	0,80
	0,90	96,71	1,0410	1,869	405,06	2502,6	405,15	2265,7	2670,9	1,2695	7,3949	0,90
	1,00	99,63	1,0432	1,694	417,36	2506,1	417,46	2258,0	2675,5	1,3026	7,3594	1,00
	1,50	111,4	1,0528	1,159	466,94	2519,7	467,11	2226,5	2693,6	1,4336	7,2233	1,50
	2,00	120,2	1,0605	0,8857	504,49	2529,5	504,70	2201,9	2706,7	1,5301	7,1271	2,00
	2,50	127,4	1,0672	0,7187	535,10	2537,2	535,37	2181,5	2716,9	1,6072	7,0527	2,50
	3,00	133,6	1,0732	0,6058	561,15	2543,6	561,47	2163,8	2725,3	1,6718	6,9919	3,00
	3,50	138,9	1,0786	0,5243	583,95	2546,9	584,33	2148,1	2732,4	1,7275	6,9405	3,50
	4,00	143,6	1,0836	0,4625	604,31	2553,6	604,74	2133,8	2738,6	1,7766	6,8959	4,00
	4,50	147,9	1,0882	0,4140	622,25	2557,6	623,25	2120,7	2743,9	1,8207	6,8565	4,50
	5,00	151,9	1,0926	0,3749	639,68	2561,2	640,23	2108,5	2748,7	1,8607	6,8212	5,00
	6,00	158,9	1,1006	0,3157	669,90	2567,4	670,56	2086,3	2756,8	1,9312	6,7600	6,00
	7,00	165,0	1,1080	0,2729	696,44	2572,5	697,22	2066,3	2763,5	1,9922	6,7080	7,00
	8,00	170,4	1,1148	0,2404	720,22	2576,8	721,11	2048,0	2769,1	2,0462	6,6628	8,00
	9,00	175,4	1,1212	0,2150	741,83	2580,5	742,83	2031,1	2773,9	2,0946	6,6226	9,00
	10,0	179,9	1,1273	0,1944	761,68	2583,6	762,81	2015,3	2778,1	2,1387	6,5863	10,0
	15,0	198,3	1,1539	0,1318	843,16	2594,5	844,84	1947,3	2792,2	2,3150	6,4448	15,0
	20,0	212,4	1,1767	0,09963	906,44	2600,3	908,79	1890,7	2799,5	2,4474	6,3409	20,0
	25,0	224,0	1,1973	0,07998	959,11	2603,1	962,11	1841,0	2803,1	2,5547	6,2575	25,0
	30,0	233,9	1,2165	0,06668	1004,8	2604,1	1008,4	1795,7	2804,2	2,6457	6,1869	30,0
	35,0	242,6	1,2347	0,05707	1045,4	2603,7	1049,8	1753,7	2803,4	2,7253	6,1253	35,0
	40,0	250,4	1,2522	0,04978	1082,3	2602,3	1087,3	1714,1	2801,4	2,7964	6,0701	40,0
	45,0	257,5	1,2692	0,04406	1116,2	2600,1	1121,9	1676,4	2798,3	2,8610	6,0199	45,0
	50,0	264,0	1,2859	0,03944	1147,8	2597,1	1154,7	1640,1	2794,3	2,9202	5,9734	50,0
	60,0	275,6	1,3187	0,03244	1205,4	2589,7	1213,4	1571,0	2784,3	3,0267	5,8892	60,0
	70,0	285,9	1,3513	0,02737	1257,6	2580,5	1267,0	1505,1	2772,1	3,1211	5,8133	70,0
	80,0	295,1	1,3842	0,02352	1305,6	2569,8	1316,6	1441,3	2758,0	3,2068	5,7432	80,0
	90,0	303,4	1,4178	0,02048	1350,5	2557,8	1363,3	1378,9	2742,1	3,2858	5,6772	90,0
	100,	311,1	1,4524	0,01803	1393,0	2544,4	1407,6	1317,1	2724,7	3,3596	5,6141	100,
	110,	318,2	1,4886	0,01599	1433,7	2529,8	1450,1	1255,5	2705,6	3,4295	5,5527	110,

Nota. Sacado de, (Shapiro & Howard , 2004)

Anexo 22

Calores específicos y calores molares de algunas sustancias.

Sustancia	$c[\text{cal/g}^{\circ}\text{C}]$	$c[\text{J/kg}^{\circ}\text{C}]$
Agua	1	4180
Aluminio	0,212	886
Cobre	0,094	393
Hierro	0,115	481
Mercurio	0,033	138
Plata	0,056	234
Estaño	0,055	230
Cinc	0,094	393
Vidrio	0,199	832
Latón	0,094	393
Plomo	0,031	130
Hielo	0,550	2299

Nota. Sacado de, (Shapiro & Howard, 2004), *Nota:* Algunas propiedades de la sustancia de trabajo de la caldera (agua). *Nota:* (Espinoza, 2015). <https://es.slideshare.net/slideshow/calor-y-temperatura>.

Anexo 23

Calor específico del aire para cálculos de ingeniería.

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

a) A 300 K

Gas	Fórmula	Constante de gas, R kJ/kg · K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
Aire	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argón	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butano	C ₄ H ₁₀	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Dióxido de carbono	CO ₂	0.1889	0.846	0.657	1.289
Etano	C ₂ H ₆	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Etileno	C ₂ H ₄	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helio	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hidrógeno	H ₂	4.1240	14.307	10.183	1.405
Metano	CH ₄	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Monóxido de carbono	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Neón	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrógeno	N ₂	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octano	C ₈ H ₁₈	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxígeno	O ₂	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propano	C ₃ H ₈	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Vapor	H ₂ O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Nota: La unidad kJ/kg · K es equivalente a kJ/kg · °C.

Fuente: Kyle, B.G., *Chemical and Process Thermodynamics*, 3a. ed. (Prentice Hall, 2000. Upper Saddle River, Nueva Jersey).

Nota. Sacado de (Çengel, 2019).

Anexo 24

Entalpia de algunas sustancias químicas.

Tabla A.25 Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta para diversas sustancias a 298 K y 1 atm

Sustancia	Fórmula	Masa molar M (kg/kmol)	Entalpía de formación, $\bar{h}_f^\circ$ (kJ/kmol)	Función de Gibbs de formación, $\bar{g}_f^\circ$ (kJ/kmol)	Entropía absoluta, $\bar{s}^\circ$ (kJ/kmol · K)	Poder calorífico	
						Superior (kJ/kg)	Inferior (kJ/kg)
Carbono	C(s)	12,01	0	0	5,74	32 770	32 770
Hidrógeno	H ₂ (g)	2,016	0	0	130,57	141 780	119 950
Nitrógeno	N ₂ (g)	28,01	0	0	191,50	—	—
Oxígeno	O ₂ (g)	32,00	0	0	205,03	—	—
Monóxido de carbono	CO(g)	28,01	-110 530	-137 150	197,54	—	—
Dióxido de carbono	CO ₂ (g)	44,01	-393 520	-394 380	213,69	—	—
Agua	H ₂ O(g)	18,02	-241 820	-228 590	188,72	—	—
Agua	H ₂ O(l)	18,02	-285 830	-237 180	69,95	—	—
Peróxido de hidrógeno	H ₂ O ₂ (g)	34,02	-136 310	-105 600	232,63	—	—
Amoníaco	NH ₃ (g)	17,03	-46 190	-16 590	192,33	—	—
Oxígeno	O(g)	16,00	249 170	231 770	160,95	—	—
Hidrógeno	H(g)	1,008	218 000	203 290	114,61	—	—
Nitrógeno	N(g)	14,01	472 680	455 510	153,19	—	—
Grupo oxhidrilo	OH(g)	17,01	39 460	34 280	183,75	—	—
Metano	CH ₄ (g)	16,04	-74 850	-50 790	186,16	55 510	50 020
Acetileno	C ₂ H ₂ (g)	26,04	226 730	209 170	200,85	49 910	48 220
Etileno	C ₂ H ₄ (g)	28,05	52 280	68 120	219,83	50 300	47 160
Etano	C ₂ H ₆ (g)	30,07	-84 680	-32 890	229,49	51 870	47 480
Propileno	C ₃ H ₆ (g)	42,08	20 410	62 720	266,94	48 920	45 780
Propano	C ₃ H ₈ (g)	44,09	-103 850	-23 490	269,91	50 350	46 360
Butano	C ₄ H ₁₀ (g)	58,12	-126 150	-15 710	310,03	49 500	45 720
Pentano	C ₅ H ₁₂ (g)	72,15	-146 440	-8 200	348,40	49 010	45 350
Octano	C ₈ H ₁₈ (g)	114,22	-208 450	17 320	463,67	48 260	44 790
Octano	C ₈ H ₁₈ (l)	114,22	-249 910	6 610	360,79	47 900	44 430
Benceno	C ₆ H ₆ (g)	78,11	82 930	129 660	269,20	42 270	40 580
Metanol	CH ₃ OH(g)	32,04	-200 890	-162 140	239,70	23 850	21 110
Metanol	CH ₃ OH(l)	32,04	-238 810	-166 290	126,80	22 670	19 920
Etanol	C ₂ H ₅ OH(g)	46,07	-235 310	-168 570	282,59	30 590	27 720
Etanol	C ₂ H ₅ OH(l)	46,07	-277 690	174 890	160,70	29 670	26 800

Fuente: Basadas en JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971; *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Tech. Note 270-3, 1968; y *API Research Project 44*, Carnegie Press, 1953. Se han calculado los valores del poder calorífico.

Nota. Sacado de (Kenneth y Donald, 2001)

Anexo 25

Propiedades del aire a presión atmosférica.

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

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, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	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	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermanis, IFI/Plenum, NY, 1970. ISBN 0-306067020-8.

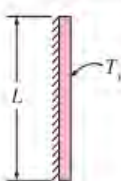
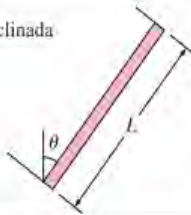
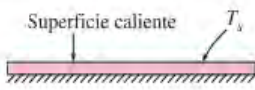
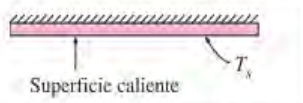
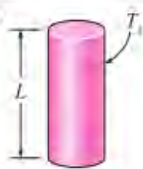
Nota. Sacado de (Cengel, 2007)

Anexo 26

Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies.

TABLA 9-1

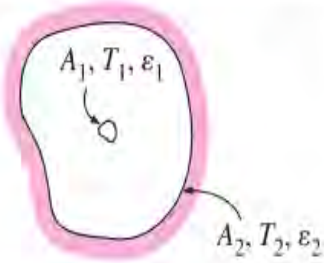
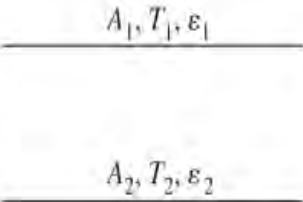
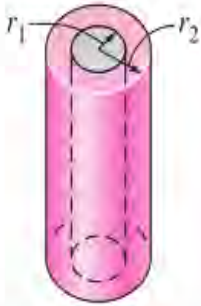
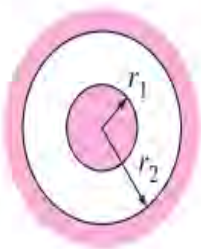
Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies

Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
Placa vertical 	L	$10^4 - 10^9$ $10^{10} - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{5/27}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
Placa inclinada 	L		Utilícen las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente Reemplácese g por $g \cos \theta$ para $0 < \theta < 60^\circ$
Placa horizontal (Área superficial A y perímetro p) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría) 	A_s/p	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra_L^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra_L^{1/3}$ (9-23)
b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría) 		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$ (9-24)
Cilindro vertical 	L		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando $D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$
Cilindro horizontal 	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$ (9-25)
Esfera 	D	$Ra_D \leq 10^{11}$ $(Pr \geq 0.7)$	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$ (9-26)

Nota. Sacado de (Cengel, 2007)

Anexo 27

Relaciones de transferencia de calor por radiación para algunas configuraciones familiares de dos superficies.

Objeto pequeño en una cavidad grande 	$\frac{A_1}{A_2} \approx 0$ $F_{12} = 1$ $\dot{Q}_{12} = A_1 \sigma \varepsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (13-37)$
Placas paralelas infinitamente grandes 	$A_1 = A_2 = A$ $F_{12} = 1$ $\dot{Q}_{12} = \frac{A \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (13-38)$
Cilindros concéntricos infinitamente largos 	$\frac{A_1}{A_2} = \frac{r_1}{r_2}$ $F_{12} = 1$ $\dot{Q}_{12} = \frac{A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \left(\frac{r_1}{r_2} \right)} \quad (13-39)$
Esferas concéntricas 	$\frac{A_1}{A_2} = \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2$ $F_{12} = 1$ $\dot{Q}_{12} = \frac{A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2} \quad (13-40)$

Nota. Sacado de (Cengel, 2007)

Anexo 28

Emisividad normal total de superficies I

Superficie	t, °F *	Emisividad *
Placa de acero, áspera	100-700	0.94-0.97
Aleaciones del acero a alta temperatura. (Ver Aleaciones de níquel)		
Metal fundido		
Hierro vaciado	12370-2550	0.29-0.29
Aceró suave	2910-3270	0.28-0.28
Latón		
Altamente pulido		
73.2% Cu, 26.7% Zn	476-674	0.028-0.031
62.4% Cu, 36.8% Zn, 0.4% Pb, 0.3% Al ..	494-710	0.033-0.037
82.9% Cu, 17.0% Zn	530	0.030
Rolado duro, pulido, pero con huellas visibles de pulido	70	0.038
pero con algo de ataque	73	0.043
pero con trazas de estearina re- manentes del pulido	75	0.053
Pulido	106600	0.096-0.096
Placa rolada, superficie natural	72	0.06
Frotada con esmeril grueso	72	0.20
Placa opaca	120-660	0.22
Oxidado por calentamiento a 1110°F	390-1110	0.61-0.59
Mercurio	32-212	0.09-0.12
Molibdeno, filamento	1340-4700	0.096-0.292
Monel, metal, oxidado a 1110°F	390-1110	0.41-0.46
Níquel		
Electrodepositado en hierro pulido, luego pu- lido	74	0.045
Técnicamente puro, pulido (98.9% Ni + Mn)	440-710	0.07-0.087
Electrodepositado en hierro pickleado, no pu- lido	68	0.11
Alambre	368-1844	0.096-0.186
Placa, oxidada por calentamiento a 1110°F ..	390-1110	0.37-0.48
Oxido de níquel	1200-2290	0.59-0.86
Níquel, aleaciones de		
Cromoniquel	125-1894	0.64-0.76
Nickelin (18-32 Ni; 55-68 Cu; 20 Zn), gris oxi- dado	70	0.262
Ka-2S aleación de acero (8% Ni; 18% Cr), plateado ligero, áspero, café, después del calentamiento	420-914	0.44-0.36
después de 42 h de calentamiento a 980°F	420-980	0.62-0.73
NCT-3 aleación (20 Ni; 25 Cr). Café, man- chado, oxidado por el servicio	420-980	0.90-0.97
NCT-6 aleación (60 Ni; 12 Cr). Liso, ne- gro, capa firme de óxido adhesivo por el servicio	520-1045	0.89-0.82
Oro		
Puro, altamente pulido	440-1160	0.018-0.035
Plata		
Pulida, pura	440-1160	0.0198-0.0324
Pulida	100-700	0.0221-0.0312

Nota. Sacado de (Kenneth y Donald, 2001)

Anexo 29

Emisividad normal total de superficies II

Superficie	t, °F *	Emisividad *
Acero (Véase Hierro y Acero)		
Aluminio		
Placa muy pulida, 98.3% de pureza	440-1070	0.039-0.057
Placa pulida	73	0.040
Placa áspera	78	0.055
Oxidada a 1110°F	390-1110	0.11-0.19
Techados de aluminio.....	100	0.216
Superficies calorizadas, calentadas a 1110°F ..		
Cobre	390-1110	0.18-0.19
Acero	390-1110	0.52-0.57
Cobre		
Cobre electrolítico cuidadosamente pulido ...	176	0.018
Comercial esmerilado, pulido, algo poroso	66	0.030
Comercial, brillante pero no al espejo	72	0.072
Pulido	242	0.023
Placa, calentada largo tiempo, cubierta con gruesa capa de óxido	77	0.78
Placa calentada a 1110°F	390-1110	0.57-0.57
Oxido cuproso	1470-2010	0.66-0.54
Cobre fundido	1970-2330	0.16-0.13
Cromo (véase Niquel, Aleaciones para Aceros Ni-Cr)		
Estañó, lámina de hierro con estañado brillante ,	100-1000	0.08-0.26
Hierro y acero	76	0.043 y 0.064
Superficies metálicas (capa de óxido muy delgada)		
Hierro electrolítico, altamente pulido	350-440	0.052-0.064
Hierro pulido	800-1880	0.144-0.377
Hierro recién esmerilado	68	0.242
Hierro vaciado pulido	392	0.21
Hierro forjado, muy pulido	100-480	0.28
Hierro vaciado, recién torneado.....		0.435
Piezas de acero pulidas	1420-1900	0.52-0.56
Solera de fondo, de acero'	1720-2010	0.55-0.61
Lámina de hierro lisa	16.50-1900	0.55-0.60
Hierro vaciado, torneado a máquina	1620-1810	0.60-0.70
Superficies oxidadas		
Placa de hierro, pickleada, cubierta con óxido rojo	68	0.612
Completamente oxidada	67	0.685
Lámina de acero rolada	70	0.657
Hierro oxidado	212	0.736
Hierro vaciado, oxidado a 1100°F	390-1110	0.64-0.78
Acero oxidado a 1100°F	390-1110	0.79-0.79
Hierro electrolítico, terso, oxidado	260-980	0.78-0.82
Oxido de hierro	930-2190	0.85-0.89
Lingotes de hierro ásperos	1700-2040	0.87-0.95
Lámina de acero, con una capa de óxido resistente y áspero	75	0.80
Capa de óxido denso, brillante	75	0.82
Placa vaciada, lisa	73	0.80
Aspera	73	0.82
Hierro vaciado, áspero, fuertemente oxidado!	100-480	0.95
Hierro forjado, oxidado opaco	70-680	0.94

Nota. Sacado de (Kenneth y Donald, 2001)

Anexo 30

Emisividad del acero inoxidable.

Material	Temperatura (k)	Emisividad
Acero inoxidable		
Pulido	300-1000	0.17-0.30
Ligeramente oxidado	600-1000	0.30-0.40
Altamente oxidado	600-1000	0.70-0.80
Acero		
Pulido	300-500	0.08-0.14
Superficies comerciales	500-1200	0.20-0.32
Altamente oxidado	300	0.81

Nota. Sacado de (Cengel, 2007)

Anexo 31

**Cotización del primer intercambiador(Vapor FLASH/ aire ambiental) a la empresa
China SHENZHEN HYLITA HEAT EXCHANGER CO.**



Nota. Sacado de: https://www.alibaba.com/product-detail/Stainless-Steel-Spiral-Wound-Shell-and_1600925136120.html?spm=a27aq.27095423.1978240560.1.78372277pE4kuH.

Anexo 31-A

Propuesta del primer equipo (Vapor FLASH/ aire del ambiente)



Nota. El tipo de intercambiador es de tubos y coraza

Propuesta del segundo intercambiador (Gases residuales/ Agua de retorno de condensados) y tercer intercambiador (gases residuales /aire del ambiente) cotizado en la empresa China GUANGZHOU QINGLI THERMAL MECHANICAL EQUIPMENT CO.

GUANGZHOU QINGLI THERMAL ENERGY MECHANICAL EQUIPMENT CO., LTD Heat Exchanger

Heat Exchanger

GUANGZHOU QINGLI THERMAL ENERGY MECHANICAL EQUIPMENT CO., LTD

Heat Recovery Unit

Basic Principle

Energy saving device (gas liquid heat exchanger) is a new research and development of a new type of heat exchanger, mainly through the wall of the way of heat transfer of industrial waste, waste water, waste heat, boiler exhaust, flue gas and other waste heat recovery again Saving energy, reducing costs, and protecting the environment.

The Main Features

The product are customized for different air, water, oil, boiler, steam heating and other industrial. After investigating and feedbacks by customer, characteristics as following:

- ✓ Seamless heat transfer element, high-pressure-resistant ability.
- ✓ Even internal flow field, no dew-point corrosion.
- ✓ Make the boiler heat efficiency to improve greatly.

Application

Overall Dimension

Note: can be customized by requirements

Boiler energy saving device specifications

MODEL	Number	Flue gas volume (m ³ /h)	Flue gas temperature drop (°C)	Water flow (T/h)	L (mm)	H (mm)	W (mm)	D (mm)	D1 (mm)	Interface	Recovery of heat (KW)	Saving natural gas (m ³ /h)
QLZ-4X4X8	1	≤970	280°C→130°C	1	480	530	580	380	300	DN25	50	5.4
QLZ-5X5X8	2	≤1463	280°C→130°C	1.5	580	530	580	380	300	DN32	75	8
QLZ-6X6X8	3	≤1950	280°C→130°C	2	680	670	580	480	400	DN32	100	10.8
QLZ-7X7X8	4	≤2925	280°C→130°C	3	780	810	580	480	400	DN40	150	16
QLZ-8X8X8	5	≤3900	280°C→130°C	4	880	950	580	580	500	DN40	200	21.5
QLZ-9X8X8	6	≤4225	280°C→130°C	5	980	950	600	580	500	DN50	215	23
QLZ-9X9X8	7	≤5444	280°C→130°C	6	980	1020	600	680	600	DN50	275	29.6
QLZ-10X10X8	8	≤7259	280°C→130°C	8	1080	1160	600	780	700	DN50	365	39
QLZ-12X12X8	9	≤9073	280°C→130°C	10	1280	1230	600	880	800	DN50	455	49
QLZ-13X13X8	10	≤10888	280°C→130°C	12	1380	1370	600	980	900	DN50	550	59

Materiales aislantes usados para recubrir calderas y tuberías



Jr. Chávez Tueros 1296, Chacra Ríos Sur, Lima1
 Telef. 425-9520 / 425-8130 - Telefax: 425-8281
 Nextel: 829*7173 / Rpm: #548597
 www.gerdipac.com.pe / gerdipac.com.pe

CATALOGO DE PRODUCTOS AISLANTES

Lana Mineral de Roca

Rockwool Board

Los paneles de lana mineral de roca son considerados como el material mas ligero y más económico de los materiales aislantes para uso comercial e industrial. Es útil para aislamiento térmico y acústico y para protección contra fuego en fabricas, plantas de fuerza, calderos, almacenamientos fríos y calientes.



Description	Specification
Densidad	40,60,80,10,150 kg/m ³
Espesor	30,50,60,100 mm
Dimensiones(LxA)	1200 x 600 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible grado A
Resistencia a la Temp.	450 °C
Prueba contra humid.	<95%

Rockwool Pipe



Las cañuelas preformadas de lana mineral de roca son un material económico y ligero, se utilizan para aislamiento térmico y acústico y para protección al fuego en plantas de fuerza, dispositivos de combustible, fábricas, sistemas de aire acondicionado

Description	Specification
Densidad	32,40,48,64 kg/m ³
Espesor	25,30,50 mm
Longitud	1000 mm
Diámetro interno	De 18mm a 4500mm
Conductividad térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, grado A
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humid.	<95%

Rockwool Blanket

La manta flexible de lana mineral de roca es un material suave y de fácil instalación. Se usa para la protección contra fuego y aislamiento térmico y acústico en depósitos de combustible de grandes dimensiones, calderos, techos, etc. Puede venir con o sin refuerzo de malla metálica galvanizada.



Description	Specification
Densidad	60,80,100,120 kg/m ³
Espesor	40,50,60,70,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	5000*600,5000*910 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, grado A
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humid.	<95%

Nota. Sacado de (Redhead et al., 2019)