



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

ANÁLISIS DE EFICIENCIA TÉRMICA EN EL CALENTADOR CERRADO CON ALIMENTACIÓN DE VAPOR DE 4 METROS CÚBICOS DE CAPACIDAD PARA ABASTECIMIENTO DE AGUA CALIENTE SANITARIA DEL HOSPITAL DR. JULIO ENRIQUE PAREDES C. UNIDAD ONCOLÓGICA SOLCA TUNGURAHUA.

AUTOR: Pablo Sebastián Cabrera López

TUTOR: Ing. M.Eng. Mayra Paucar Samaniego.

AMBATO-ECUADOR

2016

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

En calidad de tutor del trabajo técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema: “ANÁLISIS DE EFICIENCIA TÉRMICA EN EL CALENTADOR CERRADO CON ALIMENTACIÓN DE VAPOR DE 4 METROS CÚBICOS DE CAPACIDAD PARA ABASTECIMIENTO DE AGUA CALIENTE SANITARIA DEL HOSPITAL DR. JULIO ENRIQUE PAREDES C. UNIDAD ONCOLÓGICA SOLCA TUNGURAHUA”. Elaborado por el señor Pablo Sebastián Cabrera López, Estudiante de la facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico:

Que la presente tesis es original de su autor.

Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.

Es concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Octubre del 2016

.....
Ing. M.Eng. Mayra Paucar Samaniego.

AUTORÍA DE TESIS

Declaro que el contenido del proyecto técnico: “ANÁLISIS DE EFICIENCIA TÉRMICA EN EL CALENTADOR CERRADO CON ALIMENTACIÓN DE VAPOR DE 4 METROS CÚBICOS DE CAPACIDAD PARA ABASTECIMIENTO DE AGUA CALIENTE SANITARIA DEL HOSPITAL DR. JULIO ENRIQUE PAREDES C. UNIDAD ONCOLÓGICA SOLCA TUNGURAHUA”, así como sus ideas, opiniones, resultados, conclusiones, son auténticos y de responsabilidad exclusiva de mi persona en calidad de autor del proyecto.

Ambato, Octubre del 2016

.....
Pablo Cabrera

C.I. 1802849339

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación según las normas Institución.

Cedo los derechos en línea patrimoniales de Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este Proyecto Técnico dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Octubre del 2016

.....

Pablo Cabrera

C.I. 1802849339

DEDICATORIA

A mi esposa y mi hija que son el centro donde gira mi vida. A mis padres por brindarme todo el apoyo a lo largo de mi carrera y a mis hermanos por estar siempre a mi lado. A mi familia por sus consejos.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar a Dios por brindarme la oportunidad de culminar una etapa más en mi vida. A mis padres por su esfuerzo, consejos, apoyo y ayuda desinteresada, les quedare eternamente agradecido por hacerme alguien en la vida. A mis hermanos por todo el cariño brindado. A mi esposa y mi hija que son mi razón de existencia, por su paciencia, comprensión y por todo el amor que me han dado siempre, gracias por existir y estar a mi lado, mi hija es lo más hermoso que me pudo pasar. A mi familia en especial al Ing. Mg. Carlos de la Torre y la Sra. Gloria Cabrera, por darme su apoyo y sabios consejos.

Al Ingeniero Nelson Solis jefe de mantenimiento de “SOLCA”, a mi tutora Ing. M.Eng Mayra Paucar Samaniego, por todo el apoyo brindado, paciencia y conocimientos necesarios. Al Ing. Mg. Santiago Cabrera por ser uno de los pilares fundamentales en mi carrera.

A todos los ingenieros que compartieron sus conocimientos y por brindarme su amistad. A mis compañeros por tantas experiencias vividas.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PORTADA.....	I
CERTIFICACIÓN DEL TUTOR.....	II
AUTORÍA DEL TRABAJO.....	III
DERECHOS DE AUTOR.....	IV
DEDICATORIA.....	V
AGRADECIMIENTO.....	VI
INDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
SIMBOLOGIA.....	XIV
RESUMEN EJECUTIVO.....	XVI
1. CAPÍTULO 1: EL PROBLEMA	1
1.1. Tema.....	1
1.2. Justificación.....	1
1.3. Objetivos	2
1.3.1. Objetivo general.....	2
1.3.2. Objetivos específicos	2
2. CAPÍTULO 2: FUNDAMENTACIÓN	3
2.1. Investigaciones previas	3
2.2. Fundamentación teórica	4
2.2.1. Vapor.....	4
2.2.2. Instrumentos de medición de temperatura.	4
2.2.3. Convección natural en superficies cilíndricas horizontales.	4

2.2.4. Coeficiente volumétrico de expansión térmica.....	5
2.2.5. Temperatura de película.....	6
2.2.6. Coeficiente de transferencia de calor por convección.....	6
2.2.7. Número de Rayleigh.	6
2.2.8. Número de Nusselt.....	7
2.2.9. Intercambiadores de calor	7
2.2.10. Tipos de intercambiadores de calor.....	8
2.2.11. Balance de calor.....	11
2.2.12. Diferencia de temperatura media	12
2.2.13. Eficiencia en intercambiadores de calor.	14
2.2.14. Exergía	15
2.2.15. Eficiencia de segunda ley.....	15
2.2.16. Indicadores energéticos.....	16
2.2.17. Colector solar plano de tubos de polipropileno.....	19
3. CAPÍTULO 3: DISEÑO DEL PROYECTO	20
3.1. Parámetros de operación.	20
3.2 Convección natural.....	21
3.2.1. Análisis de temperatura.....	21
3.3. Cálculos térmicos consumo máximo	24
3.3.1. Balance de calor	25
3.3.2. Eficiencia en el intercambiador de calor	26
3.3.3. Eficiencia de segunda ley.....	27
3.4. Cálculos térmicos consumo normal.	29
3.4.1. Balance de calor	30
3.4.2. Eficiencia en el intercambiador de calor	32
3.4.3. Eficiencia de segunda ley.....	33
3.5. Cálculos térmicos consumo mínimo.	34

3.5.1. Balance de calor	35
3.5.2. Eficiencia en el intercambiador de calor.....	37
3.5.3. Eficiencia de segunda ley.....	38
3.6. Análisis de eficiencia según el consumo de vapor.....	40
3.7. Análisis de eficiencia según el consumo de agua caliente sanitaria.	41
3.8. Indicadores energéticos.....	42
3.9. Propuesta de mejora.....	46
3.9.1. Diagnóstico.	46
3.9.2. Datos informativos.....	47
3.9.3. Análisis económico.....	49
3.9.4. Especificaciones técnicas.....	49
3.9.5. Esquemas de funcionamiento.....	49
3.9.6. Cálculos térmicos.....	54
3.10. Indicadores energéticos con propuesta de mejora.....	60
3.11. Análisis de resultados.....	64
4. CAPÍTULO 4: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	69
4.1. Conclusiones.....	69
4.2. Recomendaciones.....	70
Bibliografía	71
Anexo A: Lista de chequeo; Fuente Ing. Nelson Solis	74
Anexo B: Mediciones realizadas.....	76
Anexo C; Propiedades del aire; Fuente [3]	77
Anexo D; Propiedades del agua; Fuente [3]	78
Anexo E: Catálogo termómetro infrarrojo	79
Anexo F: Catálogo cámara termográfica	82
Anexo G: Catalogo caldera Hurst serie 300 (50 BHP)	85
Anexo H: Emisiones de CO del quemador marca Riello serie RL-50.....	87

Anexo I: Consumos recomendados de agua caliente sanitaria para hospitales.

Fuente: [10] 88

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS.

Figuras:

Figura 2-1; Flujo de la capa limite en un cilindro; Fuente: [3]	5
Figura 2-2; Nomenclatura TEMA; Fuente: [5]	9
Figura 2-3; Funcionamiento del intercambiador, entrada y salida de fluidos tanto de la coraza como de los tubos; Fuente: [6]	10
Figura 2-4; Variación de las temperaturas de los fluidos en el intercambiador de calor; Fuente: [3]	12
Figura 2-5; Factor de corrección F para intercambiadores de calor un paso por la coraza y 2, 4, 6 (múltiplos de 2) pasos por los tubos; Fuente: [3]	13
Figura 2-6; Intercambiador de calor con dos corrientes de fluido que no se mezclan; Fuente: [7]	16
Figura 2-7; División de los sectores según la IEA para indicadores energéticos; Fuente: [8]	18
Figura 2-8; Porcentajes del sector de servicios en el consumo total mundial de las fuentes de energía seleccionadas (2011); Fuente: [8]	18
Figura 2-9; Colector solar plano de tubos de polipropileno; Fuente: [9]	19
Figura 3-1; Termograma de la parte frontal del intercambiador de calor tomada mediante la cámara termográfica.	21
Figura 3-2; Temperatura de la parte frontal del intercambiador de calor mediante el termómetro infrarrojo.....	22
Figura 3-3. Diagrama de temperaturas de entrada y salida para consumo máximo. .	24
Figura 3-4. Datos de intercambiador de calor para consumo máximo.	27
Figura 3-5. Diagrama de temperaturas de entrada y salida para consumo normal. ...	29
Figura 3-6.Datos de intercambiador de calor para consumo normal.	33
Figura 3-7. Diagrama de temperaturas de entrada y salida para consumo mínimo. ..	35
Figura 3-8. Datos de intercambiador de calor para consumo mínimo.	38
Figura 3-9; Eficiencia en el intercambiador de calor.	40
Figura 3-10; Eficiencia de segunda ley en el intercambiador de calor.	40
Figura 3-11; Temperatura del agua según el flujo másico de vapor.	41
Figura 3-12; Eficiencia del intercambiador según el flujo másico del agua.	41
Figura 3-13; Eficiencia de segunda ley en el intercambiador de calor.	42

Figura 3-14; Temperaturas del agua según el flujo másico de agua.	42
Figura 3-15; Esquema de funcionamiento actual del sistema de agua caliente sanitaria	50
Figura 3-16; Conexión en paralelo de cinco colectores solares planos para el precalentamiento de agua.	51
Figura 3-17; Esquema con flechas de colores que representan la dirección del fluido y la temperatura del mismo.	52
Figura 3-18; Esquema del sistema de calentamiento de agua con la propuesta de mejora.....	53
Figura 3-19; Variación del consumo de vapor en el intercambiador.	65
Figura 3-20; Variación del consumo de DIESEL en (gal/h).....	65
Figura 3-21; Variación del consumo de DIESEL en (gal/año).	66
Figura 3-22; Variación del costo de DIESEL al año.....	66
Figura 3-23; Variación de la eficiencia del intercambiador.....	67
Figura 3-24; Variación de la eficiencia de segunda ley.	67
<i>Figura 3-25; Variación de la tasa de emisión de CO.</i>	68
Figura 4-1. Temperatura del vapor en la caldera	89
Figura 4-2. Temperatura del vapor a la salida de la caldera	89
Figura 4-3. Temperatura del vapor a la entrada del intercambiador.	90
Figura 4-4. Temperatura de entrada de agua fría al intercambiador	90

Tablas:

Tabla 3-1; Datos obtenidos con mediciones en el intercambiador de calor y el cuarto de máquinas.....	22
Tabla 3-2; Propiedades del aire a temperatura de película $T_f = 42,5$ [°C]; Fuente: [3]	22
Tabla 3-3; Datos del fluido frío agua (Coraza)	24
Tabla 3-4; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)	24
Tabla 3-5; Datos de temperatura consumo máximo.	28
Tabla 3-6; Entalpía y entropía según Anexo D; Fuente: [3]	28
Tabla 3-7; Datos del fluido frío agua (Coraza)	29
Tabla 3-8; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)	29

Tabla 3-9; Datos de temperatura consumo normal	33
Tabla 3-10; Entalpía y entropía según Anexo D; Fuente [3]	33
Tabla 3-11; Datos del fluido frío agua (Coraza)	34
Tabla 3-12; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)	34
Tabla 3-13; Datos de temperatura consumo mínimo	38
Tabla 3-14; Entalpía y entropía según Anexo D; Fuente [3]	39
Tabla 3-15; Resumen final de resultados.	39
Tabla 3-16; Datos de producción de agua caliente sanitaria en (kg/h).	43
Tabla 3-17; Datos de producción de agua caliente sanitaria en (kg/s).	43
Tabla 3-18; Datos máximos de generación de vapor y quemado de fuel oil de la caldera. Fuente: Anexo G.....	43
Tabla 3-19; Consumo de DIESEL con respecto al consumo de vapor para cada condición.....	43
Tabla 3-20; Consumo anual DIESEL para calentamiento de agua.....	44
Tabla 3-21; Costo anual de DIESEL para calentamiento de agua.	44
Tabla 3-22; Consumo anual de agua caliente sanitaria.....	44
Tabla 3-23; Consumo diario de agua caliente sanitaria	45
Tabla 3-24; Consumo de agua caliente sanitaria anual por usuario.....	45
Tabla 3-25; Consumo diario de agua caliente sanitaria por usuario.	45
Tabla 3-26; Datos máximos de generación de vapor y emisión de CO hacia el ambiente. Fuente: Anexo H.....	46
Tabla 3-27; Consumo de vapor con respecto a la tasa de emisión de CO para cada condición.....	46
Tabla 3-28. Datos generales de la propuesta.....	47
Tabla 3-29; Datos del colector solar plano (mejor escenario); Fuente: [9].....	48
Tabla 3-30; Datos del colector solar plano (peor escenario); Fuente: [9].....	48
Tabla 3-31; Porcentaje que representa el agua precalentada con respecto al consumo diario.	48
Tabla 3-32; Costo final del colector solar de tubos de polipropileno; Fuente: [9]	49
Tabla 3-33; Especificaciones del colector solar plano y sus partes; Fuente: [9]	49
Tabla 3-34; Datos del fluido agua con precalentamiento (Coraza).....	56
Tabla 3-35; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)	56

Tabla 3-36; Resultados obtenidos para consumo máximo con precalentamiento y mejor escenario.	56
Tabla 3-37; Datos del fluido agua con precalentamiento (Coraza).....	56
Tabla 3-38; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)	57
Tabla 3-39; Resultados obtenidos para consumo máximo con precalentamiento y peor escenario.....	57
Tabla 3-40; Datos del fluido agua con precalentamiento (Coraza).....	57
Tabla 3-41; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)	57
Tabla 3-42; Resultados obtenidos para consumo normal con precalentamiento y mejor escenario.	58
Tabla 3-43; Datos del fluido agua con precalentamiento (Coraza).....	58
Tabla 3-44; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)	58
Tabla 3-45; Resultados obtenidos para consumo máximo con precalentamiento y peor escenario.....	58
Tabla 3-46; Datos del fluido agua con precalentamiento (Coraza).....	59
Tabla 3-47; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)	59
Tabla 3-48; Resultados obtenidos para consumo máximo con precalentamiento y mejor escenario.	59
Tabla 3-49; Datos del fluido agua con precalentamiento (Coraza).....	59
Tabla 3-50; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)	60
Tabla 3-51; Resultados obtenidos para consumo máximo con precalentamiento y peor escenario.....	60
Tabla 3-52; Datos de producción de agua caliente sanitaria en (kg/h) mejor escenario.	60
Tabla 3-53; Datos de producción de agua caliente sanitaria en (kg/s) mejor escenario.	60
Tabla 3-54; Consumo de DIESEL con respecto al consumo de vapor para cada condición.....	61
Tabla 3-55; Consumo de DIESEL en galones por año, con precalentamiento y mejor escenario.....	61
Tabla 3-56; Costo anual de DIESEL, con precalentamiento y mejor escenario	61
Tabla 3-57; Consumo de vapor con respecto a la tasa de emisión de CO para cada condición y mejor escenario.....	62

Tabla 3-58; Datos de producción de agua caliente sanitaria en (kg/h) peor escenario.	62
Tabla 3-59; Datos de producción de agua caliente sanitaria en (kg/s) peor escenario.	62
Tabla 3-60; Consumo de DIESEL con respecto al consumo de vapor para cada condición y en peor escenario.	63
Tabla 3-61; Consumo de DIESEL en galones por año, con precalentamiento y peor escenario.....	63
Tabla 3-62; Costo anual de DIESEL, con precalentamiento y peor escenario	63
Tabla 3-63; Consumo de vapor con respecto a la tasa de emisión de CO para cada condición y mejor escenario.....	64
Tabla 3-64; Consumo de vapor con respecto a la tasa de emisión de CO para cada condición y peor escenario.....	64

SIMBOLOGIA

- **\dot{Q}_{conv}** : Es el calor perdido por convección natural; (kW)
- **h** : es el coeficiente de transferencia de calor por convección; ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).
- **A_s** : es el área superficial; (m^2).
- **T_s** : es la temperatura de superficie; ($^\circ C$).
- **T_o** : es la temperatura ambiente; ($^\circ C$).
- **k** : es la conductividad térmica del aire; ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$).
- **D** : es el diámetro del cilindro; (m).
- **T_f** : es la temperatura de película; (K)
- **Nu** : es el número de Nusselt; (adimensional).
- **Ra_D** : es el número de Rayleigh; (adimensional).
- **Pr** : es el número de Prandtl; (adimensional).
- **g** : es la aceleración gravitacional; (m / s^2).
- **β** : es el coeficiente volumétrico de expansión térmica; ($1 \cdot K^{-1}$).
- **ν** : es la viscosidad cinemática del aire; ($m^2 \cdot s^{-1}$)
- **Q_a** : es el calor transferido por el agua; (kW)
- **ma** : es el flujo másico del agua; ($kg \cdot s^{-1}$)
- **C_{pa}** : es el calor específico del agua; ($KJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
- **ΔT_a** : es la variación de temperatura del agua; ($^\circ C$)
- **Q_v** : es el calor transferido por el vapor; (kW)
- **mv** : es el flujo másico del vapor; ($kg \cdot s^{-1}$)
- **h_{fg}** : es la entalpía de evaporación del vapor; ($KJ \cdot kg^{-1}$)
- **ΔT_{ML}** : es la diferencia de temperatura media logarítmica; ($^\circ C$)
- **ΔT_1** : es la diferencia de temperatura entre la temperatura de entrada del vapor y la temperatura de salida del agua; ($^\circ C$)
- **ΔT_2** : es la diferencia entre la temperatura de salida del vapor y la temperatura de entrada del agua; ($^\circ C$)
- **R** : es la relación de capacidades térmicas (adimensional)
- **P** : es el coeficiente de efectividad (adimensional)
- **ϵ** : es la eficiencia térmica de primera ley; (%)
- **\dot{Q}** : es la razón de la transferencia de calor real (kW)
- **\dot{Q}_{max}** : es la razón máxima posible de la transferencia de calor (kW)

- **Cf** : es la razón de capacidad calorífica del fluido frio (kW/°C).
- **Tia** : es la temperatura de ingreso del agua; (°C)
- **Toa** : es la temperatura de salida del agua; (°C)
- **Tiv** : es la temperatura de ingreso del vapor; (°C)
- **Tov** : es la temperatura de salida del vapor; (°C)
- $\Delta\psi_a$: es la variación de exergía del agua; (°C)
- $\Delta\psi_v$: es la variación de exergía del vapor; (°C)
- Δs_a : es la variación de entropía del agua; (KJ· kg⁻¹·°K⁻¹)
- **hiv** : es la entalpía de ingreso del vapor; (KJ·kg⁻¹)
- **hov** : es la entalpía de salida del vapor; (KJ·kg⁻¹)
- **Siv** : es la entropía de ingreso del vapor; (KJ· kg⁻¹·°K⁻¹)
- **Sov** : es la entropía de salida del vapor; (KJ· kg⁻¹·°K⁻¹)
- **TEMA**: Tubular Exchanger Manufacturers Association.
- **IEA**: International Energy Agency.

RESUMEN EJECUTIVO

En el presente trabajo se realizó el análisis térmico en el sistema de agua caliente sanitaria del hospital Dr. Julio Enrique Paredes C. Unidad Oncológica “SOLCA” Tungurahua. Se determinó las pérdidas de calor por convección natural de 1,06 kW, la metodología para obtención experimental de datos de temperatura superficial se basa en la aplicación de equipos electrónicos como cámara termográfica y termómetro infrarrojo, se evaluó los consumos de agua caliente sanitaria y vapor, partiendo de condiciones de operación para consumos de vapor entre 42 kg/h a 60 kg/h, y se determinó la eficiencia térmica del intercambiador que va de 53% a 57%, y eficiencias de segunda ley entre 22% y 25%, se encontró indicadores energéticos, como el consumo de agua caliente sanitaria al día entre 3949 litros y 7776 litros, obteniendo un consumo de DIESEL diario entre 9,56 gal y 13,59 gal, se realizó la propuesta de mejora para reducir el consumo de DIESEL, la propuesta de mejora consta de 5 colectores solares de tubos de polipropileno, se reduce el consumo de DIESEL diario entre 7,47 gal y 10,53 gal en el mejor escenario y para el peor escenario entre 8,49 gal y 11,89 galones.

1. CAPÍTULO 1: EL PROBLEMA

1.1. Tema

“ANÁLISIS DE EFICIENCIA TÉRMICA EN EL CALENTADOR CERRADO CON ALIMENTACIÓN DE VAPOR DE 4 METROS CÚBICOS DE CAPACIDAD PARA ABASTECIMIENTO DE AGUA CALIENTE SANITARIA DEL HOSPITAL DR. JULIO ENRIQUE PAREDES C. UNIDAD ONCOLÓGICA SOLCA TUNGURAHUA”

1.2. Justificación

El interés en controlar y mantener el sistema de calentamiento de agua en el hospital “SOLCA” radica en mantener el confort de los usuarios, quienes disponen de un sistema de agua caliente apropiado, además se supone un ahorro energético debido a que el agua va recirculando es decir no se desperdicia el líquido que ha sido previamente calentado, y así garantizar a los pacientes que el agua utilizada está en óptimas condiciones para su uso. De esta manera se beneficiará tanto los usuarios del hospital como el director del mismo, ya que brindarán la confianza necesaria para que las personas acudan a ser atendidos y hospitalizados en la institución.

El hospital cuenta con dos calentadores cerrados de vapor, de los cuales solo uno se encuentra en funcionamiento, mientras que el otro se encuentra en modo stand by para facilitar las tareas de mantenimiento respectivas. Fueron instaladas hace 6 años y por lo tanto no se cuenta con datos de placa, ni catálogos por lo cual es indispensable conocer el estado actual de trabajo con la finalidad de determinar su eficiencia térmica.

El interés del investigador radica en profundizar y ampliar los conocimientos adquiridos durante la carrera, así como también poner en práctica el manejo de instrumentos de medición como la cámara termográfica, el termómetro infrarrojo, anemómetro, barómetro, incluyendo los temas estudiados en termodinámica

como son convección, entalpía, eficiencia, exergía. Y así fortalecer sus conocimientos para la futura aplicación en su vida profesional.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

- Realizar análisis térmico en el sistema de agua caliente sanitaria existente en el hospital Dr. Julio Enrique Paredes C. Unidad Oncológica “SOLCA” Tungurahua, bajo las diversas normas internacionales para uso eficiente del vapor.

1.3.2. Objetivos específicos

- Determinar las pérdidas de calor por convección natural en el intercambiador de calor agua/vapor.
- Analizar la eficiencia térmica del sistema.
- Evaluar el consumo de agua caliente sanitaria que se da en la institución.
- Evaluar el consumo de vapor en el intercambiador de calor.
- Determinar indicadores energéticos para el proceso de calentamiento de agua sanitaria.
- Plantear una propuesta para mejora de los indicadores energéticos.

2. CAPÍTULO 2: FUNDAMENTACIÓN

2.1. Investigaciones previas

- (CHÁVEZ y YÁNEZ, 2010), realizó “REINGENIERÍA DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO PARA LA DESHIDRATACIÓN DE CRUDO A SER IMPLEMENTADO EN EL CAMPO CUYABENO A CARGO DE PETROPRODUCCIÓN, UBICADO EN LA PROVINCIA DE SUCUMBIOS.”

El calor transferido por el vapor, hacia el agua, debe ser igual al calor requerido por el agua para que este logre elevarse hacia su temperatura óptima.

La eficiencia térmica obtenida del intercambiador de calor de coraza y tubos es del 52%.

- (CUADRADO, 2010), realizó “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS PARA LABORATORIO DE TÉRMICAS DE LA FACULTAD DE MECÁNICA”

Utilizó como fluidos vapor y agua, siendo el fluido caliente vapor de condensación, donde su temperatura entra a 94°C y sale a 94°C.

Analizó la eficiencia del intercambiador con 5 caudales diferentes obteniendo así, una eficiencia máxima de 68% y una mínima de 40%.

La temperatura de salida de agua más alta de 69°C se da con el flujo másico más pequeño de 0,28 kg/s.

- (LLANGARÍ y SOLIS, 2012), realizó “DISEÑO TÉRMICO E HIDRÁULICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS.”

Analizó dos tipos de intercambiadores según las Norma TEMA como lo son el de tipo AES y AKT.

2.2. Fundamentación teórica

2.2.1. Vapor

Existen tres tipos de fases de una sustancia, el vapor es la forma gaseosa de un líquido o un sólido, es el estado de agregación de la materia en el que las moléculas interaccionan débilmente entre sí, sin formar enlaces moleculares adoptando la forma y el volumen del recipiente que las contiene y tendiendo a expandirse todo lo posible. [1]

El vapor de agua es un gas que se obtiene por evaporación o ebullición del agua líquida o por sublimación del hielo. [1]

2.2.2. Instrumentos de medición de temperatura.

2.2.2.1. Cámara termográfica

La termografía infrarroja es la técnica para producir una imagen de luz infrarroja invisible emitida por objetos debido a sus condiciones térmicas, todos los objetos emiten radiación infrarroja en función de su temperatura. [2]

Mediante esta técnica podemos conocer si existen fugas de calor o daños no visibles en maquinarias, bombas, instalaciones.

La cámara termográfica utilizada en este análisis, es marca FLIR modelo TG 165 con un rango de -25 a 380 °C.

2.2.2.2. Termómetro infrarrojo

El termómetro infrarrojo mide exclusivamente la temperatura superficial del próximo objeto visible, realiza una medición sin contacto, mediante una luz o radiación infrarroja. [2]

Para el presente estudio utilizaremos un termómetro sin contacto marca PCE modelo 777 que tiene un rango de medición de -30 hasta +330 °C.

2.2.3. Convección natural en superficies cilíndricas horizontales.

La transferencia de calor por convección natural depende básicamente de la geometría de la superficie, su orientación y de las propiedades ambientales que lo rodea. [3]

$$\dot{Q}_{conv} = hAs(T_s - T_o) \quad (2.1)$$

Donde:

- **h** : es el coeficiente de transferencia de calor por convección; ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$).
- **As** : es el área superficial; (m^2).
- **Ts** : es la temperatura de superficie; ($^\circ\text{C}$).
- **To** : es la temperatura ambiente; ($^\circ\text{C}$).

El flujo en la capa limite va aumentando de abajo hacia arriba, cuando el cilindro está caliente y el medio esta frío. Se cumple lo contrario cuando el cilindro esta frío y el medio está caliente. [3]

En la figura 2.1 se observa cómo se da la pérdida de calor por convección natural cuando el cilindro está caliente y el medio que lo rodea más frío.

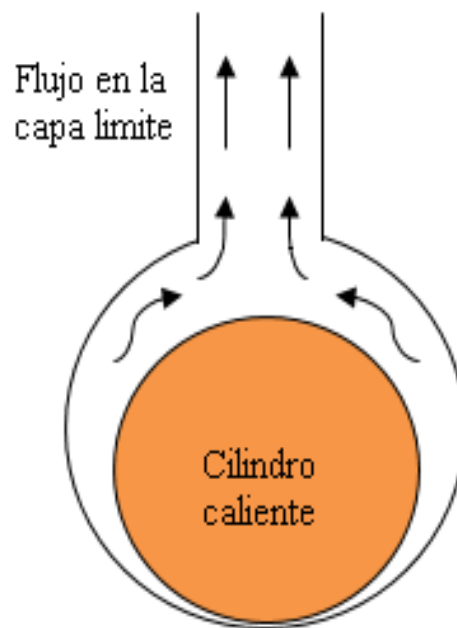


Figura 2-1; Flujo de la capa limite en un cilindro; Fuente: [3]

2.2.4. Coeficiente volumétrico de expansión térmica.

Esta propiedad termodinámica del fluido proporciona la variación de la densidad del fluido con respecto a la temperatura a presión constante. [4]

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (2.2)$$

Donde:

- T_f : es la temperatura de película; (K)

2.2.5. Temperatura de película.

Esta temperatura es la relación que existe entre la temperatura de superficie y la temperatura ambiente, que nos sirve para encontrar las propiedades del aire a dicha temperatura. [3]

$$T_f = \frac{T_s - T_o}{2} \quad (2.3)$$

Donde:

- T_s : es la temperatura de superficie; (°C)
- T_o : es la temperatura ambiente; (°C)

2.2.6. Coeficiente de transferencia de calor por convección.

Este coeficiente se puede definir como la razón de la transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial por unidad de diferencia en la temperatura. [3]

$$h = \frac{k}{D} Nu \quad (2.4)$$

Donde:

- k : es la conductividad térmica del aire; ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).
- D : es el diámetro del cilindro; (m).
- Nu : es el número de Nusselt; (adimensional).

2.2.7. Número de Rayleigh.

El número de Rayleigh es el producto de los números de Grashof y de Prandtl, se utiliza para convección natural en superficies. [3]

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_o)D^3}{\nu^2} Pr \quad (2.5)$$

Donde:

- g : es la aceleración gravitacional; (m / s^2).
- β : es el coeficiente volumétrico de expansión térmica; ($1 \cdot \text{K}^{-1}$).

- ν : es la viscosidad cinemática del aire; ($m^2 \cdot s^{-1}$)

2.2.8. Número 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. Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. [3]

Existen diversas fórmulas para el cálculo de este número, dependiendo la geometría y su orientación, para cilindros horizontales se utiliza la siguiente ecuación.

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.6)$$

Donde:

- Ra_D : es el número de Rayleigh; (adimensional).
- Pr : es el número de Prandtl; (adimensional).

2.2.9. Intercambiadores de calor

Es aquel dispositivo que permite el intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas, y separados por una pared sólida. [4]

Entre las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor se encuentran las siguientes:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

La función de los intercambiadores de calor es la transferencia de calor, donde los fluidos deben estar a temperaturas diferentes. Se debe tener en

cuenta que el calor sólo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura. En estos dispositivos los fluidos utilizados no están en contacto entre sí. [4]

2.2.10. Tipos de intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor pueden ser de diferentes formas y tamaños, varían según el arreglo del flujo o de su tipo de construcción. [4]

2.2.10.1. Intercambiador de coraza y tubos

Este tipo de intercambiador contiene una serie de tubos dentro de una coraza. El flujo que va por los tubos se denomina fluido interno y el que fluye por la coraza fluido externo. En los extremos de los tubos se sujetan a una placa para proporcionar un sello adecuado y así no se permite el contacto entre ambos fluidos. Generalmente el líquido que tiene mayor presión fluye por los tubos y el de menor presión irá por la coraza. Se lo puede utilizar para diversas funciones ya sea para calentar un fluido o enfriar el mismo. [4]

Según la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) los intercambiadores de coraza y tubos llevan una nomenclatura específica que los identifica como se muestra en la figura 2.2.

Esta nomenclatura nos permite definir el tipo de intercambiador en el que se va a realizar el análisis, así como también nos permite definir el tipo para un diseño según nuestras condiciones de estudio.

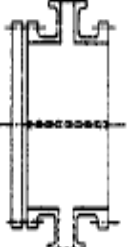
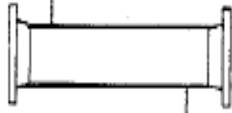
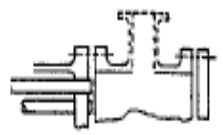

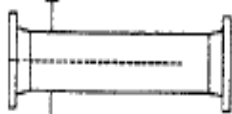
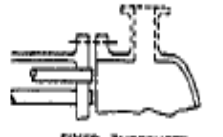
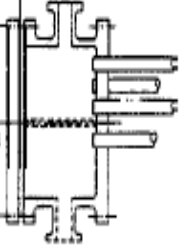
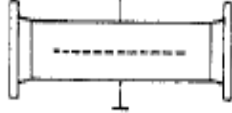

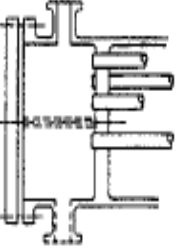

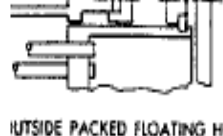
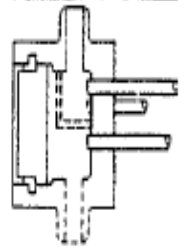
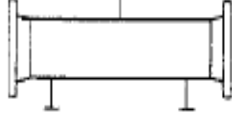


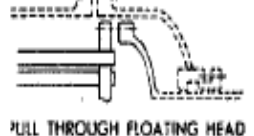
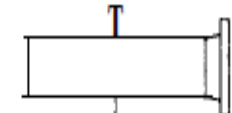
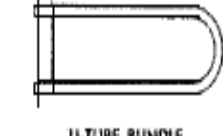

	FRONT END STATIONARY HEAD TYPES	SHELL TYPES	REAR END HEAD TYPES
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E  ONE PASS SHELL	L  FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F  TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	W  FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C	 MOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE SHEET AND REMOVABLE COVER	G  SPLIT FLOW	N  FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	H  DOUBLE SPLIT FLOW	P  OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J  DIVIDED FLOW	S  FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K  KETTLE TYPE REBOILER	T  PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X  CROSS FLOW	U  U-TUBE BUNDLE
			V  EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

Figura 2-2; Nomenclatura TEMA; Fuente: [5]

La nomenclatura TEMA, según la figura 2.2 se divide en 3 partes, cuyo significado es:

- La primera se refiere al tipo de cabezal de distribución.
- La segunda, el tipo de coraza.
- La tercera, el tipo de cabezal de retorno.

En el presente análisis el intercambiador a utilizarse según la Norma TEMA se lo ubica:

- El tipo de cabezal de entrada o distribución “A”.
- El tipo de coraza “E”
- El tipo de cabezal de retorno “S”

En consecuencia tenemos un intercambiador de tipo “AES”, según la nomenclatura establecida.

Estos intercambiadores a su vez pueden clasificarse según el número de pasos, en el presente análisis el dispositivo tiene dos pasos por los tubos y un paso por la coraza, es decir es un intercambiador 1-2.

En la figura 2.3 se observa la dirección de los fluidos tanto en la coraza como en los tubos.

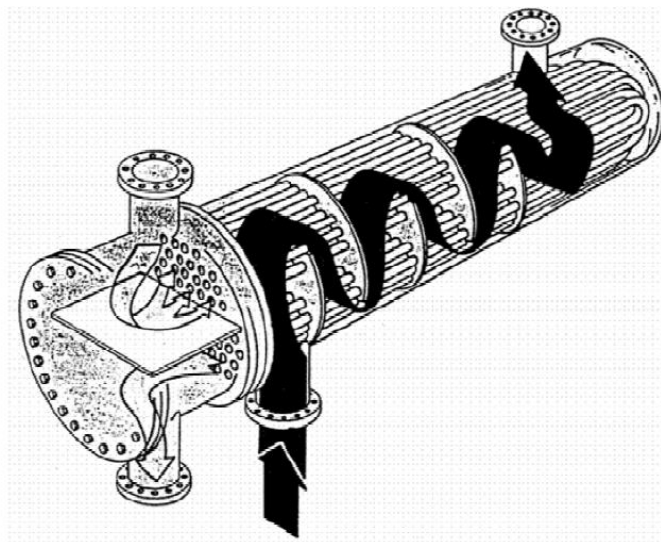


Figura 2-3; Funcionamiento del intercambiador, entrada y salida de fluidos tanto de la coraza como de los tubos; Fuente: [6]

2.2.11. Balance de calor.

El calor transferido por el vapor, hacia el agua, debe ser igual al calor requerido por el agua para que este logre elevarse hacia su temperatura optima, conocido los flujos de masa de cada uno de los fluidos que intervienen en el proceso de transferencia de calor, y las temperaturas tanto de entrada como de salida, se aplica la siguiente relación. [3]

$$Q_a = Q_v = Q \quad \text{“Balance de calor para intercambiador adiabático”} \quad (2.7)$$

$$Q_v = Q_a + Q_{convección} \quad \text{“Balance de calor real”} \quad (2.8)$$

$$Q_a = m_a * C_{pa} \quad (2.9)$$

Donde:

- **Q_a** : es el calor transferido por el agua; (KW)
- **m_a** : es el flujo másico del agua; (Kg.s⁻¹)
- **C_{pa}** : es el calor específico del agua; (KJ. Kg⁻¹.°C⁻¹)
- **ΔT_a** : es la variación de temperatura del agua; (°C)

Existen dos tipos especiales de intercambiadores que se pueden encontrar, como lo son los condensadores y las calderas, en el primero la razón de transferencia de calor se expresa como: [3]

$$Q_v = m_v * h_{fg} \quad (2.10)$$

Donde:

- **Q_v** : es el calor transferido por el vapor; (KW)
- **m_v** : es el flujo másico del vapor; (Kg.s⁻¹)
- **h_{fg}** : es la entalpía de evaporación del vapor; (KJ.Kg⁻¹)

En la siguiente figura se expresa como el fluido libera calor durante el proceso dentro del intercambiador de calor. Se puede observar la dirección de las temperaturas, y la transferencia de calor durante todo el proceso de calentamiento de agua.[3]

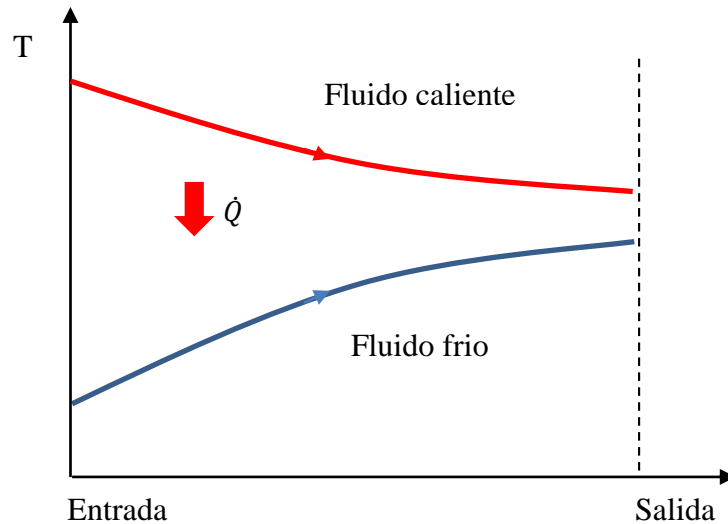


Figura 2-4; Variación de las temperaturas de los fluidos en el intercambiador de calor; Fuente: [3]

2.2.12. Diferencia de temperatura media

La diferencia de temperatura entre los dos fluidos varía a lo largo del intercambiador de calor de allí que es conveniente conocer esta diferencia, esta magnitud debe ser logarítmica ya que permite seguir el perfil real de temperatura de los fluidos. [3]

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.11)$$

Donde:

- ΔT_{ML} : es la diferencia de temperatura media logarítmica; (°C)
- ΔT_1 : es la diferencia de temperatura entre la temperatura de entrada del vapor y la temperatura de salida del agua; (°C)
- ΔT_2 : es la diferencia de temperatura entre la temperatura de salida del vapor y la temperatura de entrada del agua; (°C)

Para el caso de intercambiadores de múltiples pasos y flujos cruzados se debe tomar en cuenta un factor de corrección F_t que es adimensional, debido a las condiciones de flujo.

El valor máximo que puede tener este factor es uno es decir $F = 1$, y depende de la configuración geométrica del intercambiador. [3]

En la figura 2.5 se da el factor de corrección F , en función de las razones P y R entre dos temperaturas.

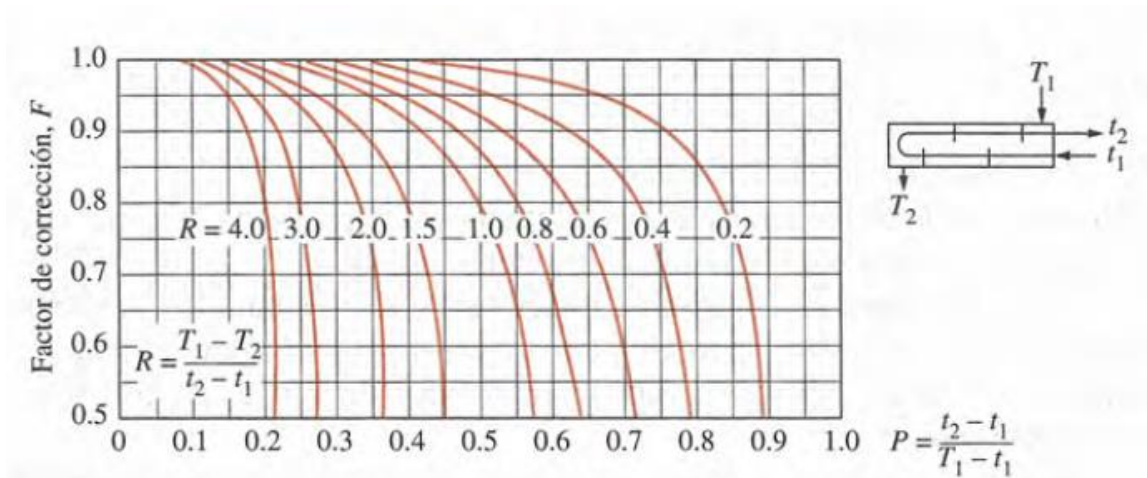


Figura 2-5; Factor de corrección F para intercambiadores de calor un paso por la coraza y 2, 4, 6 (múltiplos de 2) pasos por los tubos; Fuente: [3]

- P : es el coeficiente de efectividad (adimensional)

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_1} \quad (2.12)$$

- R : es la relación de capacidades térmicas (adimensional)

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (2.13)$$

En donde los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y la salida, respectivamente. Además T y t representan las temperaturas del lado de la coraza y del lado del tubo, respectivamente. No existe diferencia en que el fluido caliente o el frío fluyan por la coraza o el tubo. [3]

El valor de P va desde 0 hasta 1. Por otra parte, el de R va desde 0 hasta infinito.

Multiplicamos el valor obtenido de la diferencia de temperatura media por el factor F_t que se utiliza para intercambiadores de calor de coraza y tubos.

$$\Delta T_{ML} = F_t * \Delta T_{ML} \quad (2.14)$$

2.2.13. Eficiencia en intercambiadores de calor.

La eficiencia (ε), es la relación entre la energía útil con la energía suministrada. En intercambiadores de calor se usa la siguiente relación: [3]

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.15)$$

Donde:

- \dot{Q} : es la razón de la transferencia de calor real (kW)
- \dot{Q}_{max} : es la razón máxima posible de la transferencia de calor (kW)

Velocidad de transferencia de calor real (\dot{Q})

$$\dot{Q} = Cf(T_{oa} - T_{ia}) \quad (2.16)$$

Donde:

- **Cf** : es la razón de capacidad calorífica del fluido frío (kW/°C).
- **Toa**: es la temperatura de salida del agua (°C)
- **Tiv**: es la temperatura de ingreso del agua (°C)

La razón de capacidad calorífica de una corriente de fluido representa la velocidad de la transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura de esa corriente en 1°C conforme fluye por el intercambiador de calor. [3]

$$Cf = \dot{m}_a * Cpa \quad (2.17)$$

- **Velocidad máxima posible de transferencia de calor (Qmax)**

La transferencia de calor en un intercambiador alcanzará su valor máximo cuando:

- 1) El fluido frío se caliente hasta la temperatura de entrada del caliente.
- 2) El fluido caliente se enfríe hasta la temperatura de entrada del frío.

El fluido con la razón de capacidad calorífica menor experimentará un cambio más grande en la temperatura y, de este modo, será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura. [3]

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{iv} - T_{ia}) \quad (2.18)$$

$C_{min} = C_f$ ya que el fluido frío tiene el valor menor de capacidad calorífica entre ambos fluidos.

2.2.14. Exergía

“La propiedad exergía es el trabajo potencial de un sistema en un ambiente especificado y representa la cantidad máxima de trabajo útil que puede obtenerse cuando el sistema llega al equilibrio con el ambiente. Al contrario de la energía, el valor de la exergía depende tanto del estado del ambiente como del estado del sistema, por lo tanto la exergía es una propiedad de combinación. La exergía de un sistema que está en equilibrio con su ambiente es cero. El estado del ambiente se conoce como “estado muerto” porque desde el punto de vista termodinámico el sistema está prácticamente “muerto” (no puede hacer trabajo) cuando alcanza tal estado.” [7]

$$\Delta\psi_a = C_{pa}(T_{oa} - T_{ia}) - T_o \Delta s_a \quad (2.19)$$

$$\Delta\psi_v = (h_{iv} - h_{ov}) + T_o (S_{iv} - S_{ov}) \quad (2.20)$$

Donde:

- T_o : es la temperatura ambiente; ($^{\circ}\text{C}$)
- Δs_a : es la variación de entropía del agua; ($\text{KJ} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{K}^{-1}$)
- h_{iv} : es la entalpía de ingreso del vapor; ($\text{KJ} \cdot \text{Kg}^{-1}$)
- h_{ov} : es la entalpía de salida del vapor; ($\text{KJ} \cdot \text{Kg}^{-1}$)
- S_{iv} : es la entropía de ingreso del vapor; ($\text{KJ} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{K}^{-1}$)
- S_{ov} : es la entropía de salida del vapor; ($\text{KJ} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{K}^{-1}$)

2.2.15. Eficiencia de segunda ley

La eficiencia de la segunda ley de varios dispositivos de flujo estable se puede determinar a partir de su definición general, $n_{II} = (\text{energía recuperada}) / (\text{exergía suministrada})$. [7]

En la figura 2.6 se detalla la disposición de los flujos de los fluidos en un intercambiador de calor para facilitar su análisis.

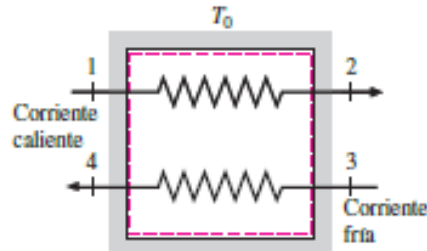


Figura 2-6; Intercambiador de calor con dos corrientes de fluido que no se mezclan; Fuente: [7]

Para un intercambiador de calor con dos corrientes de fluido que no se mezclan (Fig. 2.7), la exergía suministrada es la disminución en la exergía de la corriente caliente, mientras que la exergía recuperada es el aumento en la exergía de la corriente fría, siempre y cuando ésta no se encuentre a una temperatura inferior a los alrededores. [7]

La eficiencia de la segunda ley de un intercambiador de calor puede determinarse a partir de:

$$n_{II} = \frac{\dot{m}_a \Delta\psi_a}{\dot{m}_v \Delta\psi_v} \quad (2.21)$$

Donde:

- T_{ia} : es la temperatura de ingreso del agua; ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{oa} : es la temperatura de salida del agua; ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{iv} : es la temperatura de ingreso del vapor; ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{ov} : es la temperatura de salida del vapor; ($^{\circ}\text{C}$)
- $\Delta\psi_a$: es la variación de exergía del agua; ($^{\circ}\text{C}$)
- $\Delta\psi_v$: es la variación de exergía del vapor; ($^{\circ}\text{C}$)

2.2.16. Indicadores energéticos.

Indicadores de eficiencia energética, son en general, los indicadores que ayudarán a demostrar si una cosa es más eficiente que otro. [8]

Por lo general, se componen de un consumo de energía como numerador y un denominador como datos de actividad. [8]

El consumo de energía se puede expresar en varias unidades (kWh, julios, toneladas equivalentes de petróleo, etc.), mientras que los datos de actividad abarcan una amplia gama de actividades: producción de cemento, superficie, pasajeros-kilómetros, empleados, etc., expresada en tantas unidades como las actividades (toneladas, metros cuadrados, kilómetros, número de empleados, etc.). [8]

Según la división de la IEA para analizar por sectores los indicadores energéticos, en la categoría servicios se encuentran los hospitales que es el motivo del presente estudio.

El consumo de energía en el sector de los servicios varía mucho de un país a otro, también lo hacen las partes respectivas de las fuentes de energía consumida en este sector. A nivel mundial, el sector de servicios representa aproximadamente el 8 % del consumo total de energía final, pero representa casi una cuarta parte de la electricidad, el 14 % del gas natural y el 3% de aceites. Estos porcentajes no son representativos de todos los países. Por ejemplo, en Hong Kong, China, donde el sector industrial está muy desarrollado, consume mayor electricidad, sólo el 7 % de la electricidad se utiliza en el sector de los servicios. [8]

La figura 2.7 ilustra la desagregación de los sectores en subsectores o usos finales adoptada por la IEA para obtener indicadores de eficiencia energética.

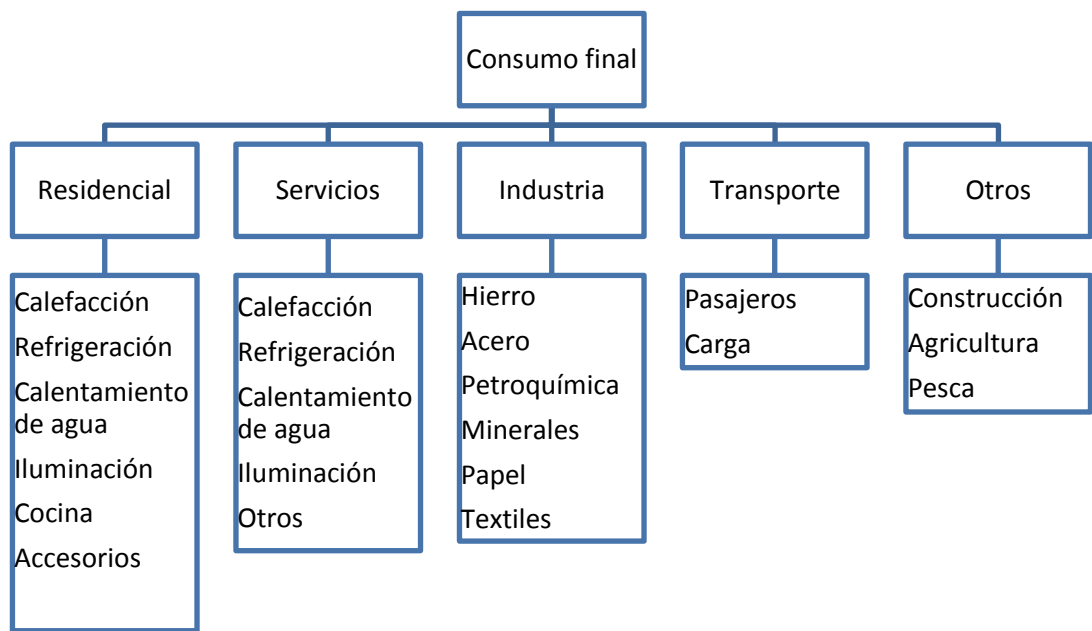


Figura 2-7; División de los sectores según la IEA para indicadores energéticos; Fuente: [8]

En la figura 2.8 se observa el consumo de la energía total mundial en el área de servicios, así como también los tipos de energía utilizados.

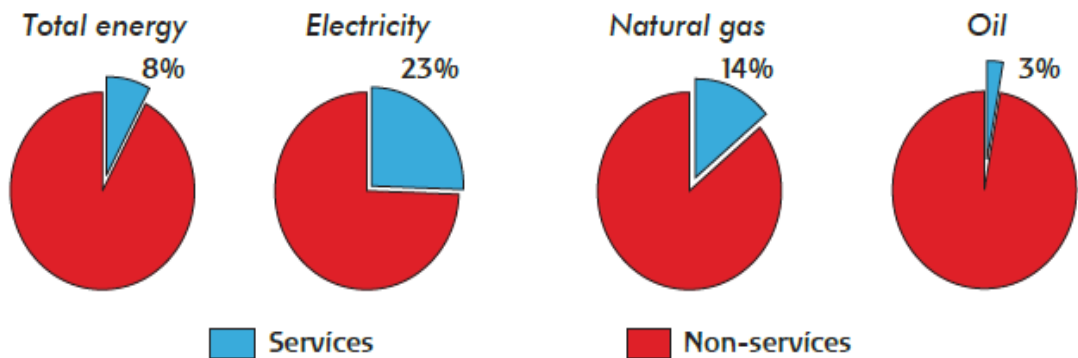


Figura 2-8; Porcentajes del sector de servicios en el consumo total mundial de las fuentes de energía seleccionadas (2011); Fuente: [8]

Dentro de los sub-sectores de servicios se encuentra el calentamiento de agua que será motivo de nuestro análisis.

El calentamiento de agua: El agua se calienta generalmente por calderas. Las principales fuentes de energía utilizadas para calentar el agua incluyen gas natural, gasóleo, GLP, biomasa, la electricidad y la energía cada vez más utilizada, la energía solar térmica. [8]

El indicador recomendado por la IEA para el calentamiento de agua, se refiere específicamente al consumo de agua caliente por número de camas que posee el hospital.

2.2.17. Colector solar plano de tubos de polipropileno

Estos colectores son una fuente de energía renovable, sin contaminación con las siguientes características: [9]

- Posee una serie de tubos de polipropileno resistentes a la lluvia, congelamiento, rayos UV.
- Resistente a la corrosión y a la acción de productos químicos.
- Son más baratos en relación a otros colectores solares planos como los de tubos de vacío, más livianos y producen gran cantidad de agua caliente a una alta velocidad de circulación.
- No necesitan de mantenimiento continuo, de instalación fácil, con tuberías de PVC.

Según [9], realizó la construcción de un colector solar plano de tubos de polipropileno con aislamiento de 2 capas de vidrio de 4 mm, para mejorar la eficiencia y poder mantener el agua caliente por más tiempo. [9]

Este tipo de colectores trabajan bajo circulación forzada es decir mediante una bomba hidráulica que permita que el fluido circula en el sistema. El estudio se realizó en la ciudad de Ambato obteniendo temperaturas de entre 29 y 40 °C, obteniendo una eficiencia del 44%. [9]



Figura 2-9; Colector solar plano de tubos de polipropileno; Fuente: [9]

3. CAPÍTULO 3: DISEÑO DEL PROYECTO

3.1. Parámetros de operación.

Para realizar el análisis del intercambiador se tomaron datos de los termómetros y manómetros que existen en el dispositivo, se conoce el flujo másico del vapor como dato de inicio.

Según Cabrera Santiago [10], los consumos de vapor para cada sección del hospital se dan de la siguiente manera:

Potencia (kW)	490
Generación de vapor (kg/h), máx.	784

Equipos de calentamiento de agua, cocina y esterilización	Consumo unitario vapor (kg/h)	Consumo de vapor (kg/h)
Calentadores para agua (2) Temperatura de salida 40-70 °C	60	120
Marmitas de cocina (3)	43	129
Esterilizadoras (2)	116	232

Equipos de lavandería	Consumo de vapor (kg/h)
Calandra para planchado(1)	56
Secadora (1)	195
Plancha de brazo (1)	25

Por lo tanto se toma el consumo de vapor máximo de 60 kg/h como dato de inicio.

Se analizará con tres tipos de consumos:

- Consumo máximo (mv = 60 kg/h). 182 personas.
- Consumo normal (mv = 49,5 kg/h) 150 personas.
- Consumo mínimo (mv = 42,2 kg/h) 128 personas.

Estos tres valores fueron tomados dentro del rango de datos de consumo, debido a que los datos son impredecibles, no son constantes no se puede definir exactamente la cantidad de consumo ya que hay días que habrá mayor cantidad de usuarios o viceversa, la metodología y el proceso como tal servirán para futuros estudios.

3.2 Convección natural.

3.2.1. Análisis de temperatura

a) Termografía.

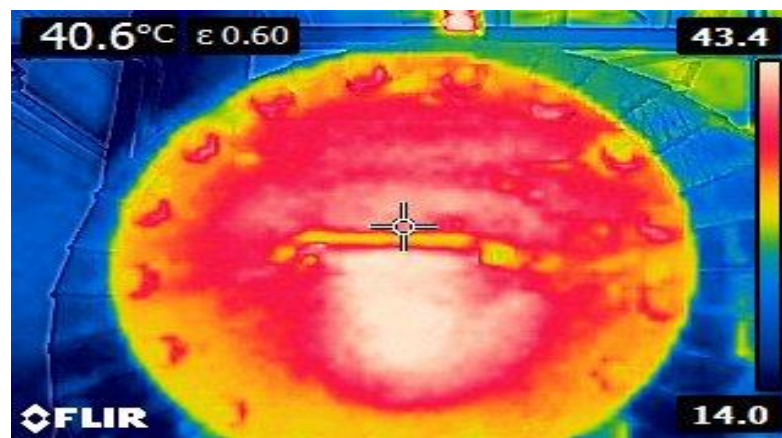


Figura 3-1; Termograma de la parte frontal del intercambiador de calor tomada mediante la cámara termográfica.

En la figura 3.1 podemos observar que existen pérdidas de calor en los pernos de sujeción de la brida de aproximadamente 41°C según la escala de colores del termograma, además observamos que existe buen aislamiento en la coraza debido al tipo de aislamiento que es de chaqueta.

b) Infrarrojo.

En la figura 3.2 observamos la imagen tomada con nuestro termómetro infrarrojo.



Figura 3-2; Temperatura de la parte frontal del intercambiador de calor mediante el termómetro infrarrojo.

- **Datos de proceso**

Tabla 3-1; Datos obtenidos con mediciones en el intercambiador de calor y el cuarto de máquinas.

Temperatura de superficie	$T_s = 60$ [°C]
Temperatura ambiente	$T_o = 25$ [°C]
Diámetro del cilindro	$D = 1$ [m]
Longitud del cilindro	$L = 3$ [m]

Encontramos la temperatura de película con la ecuación (2.3) para hallar las propiedades del aire a dicha temperatura.

$$T_f = \frac{T_s - T_o}{2}$$

$$T_f = 42,5$$
 [°C] = 315,5 [K]

Tabla 3-2; Propiedades del aire a temperatura de película $T_f = 42,5$ [°C]; Fuente: [3]

Conductividad térmica	$k = 0,02$ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹].
Viscosidad cinemática	$\nu = 1,72 \cdot 10^{-5}$ [m ² ·s ⁻¹].
Numero de Prandtl	$Pr = 0,72$ [adimensional].

Con los datos de la tabla tomados según el Anexo C, aplicamos la ecuación (2.2) y obtenemos el coeficiente volumétrico de expansión térmica.

$$B = \frac{1}{Tf(^{\circ}K)}$$

$$B = 0,0032 [K^{-1}]$$

Utilizando la ecuación (2.5) calculamos el número de Rayleigh.

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_o)D^3}{\nu^2} Pr$$

$$Ra_D = 2,65 \cdot 10^9$$

Con la ecuación (2.6) encontramos el número de Nusselt

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 160,03$$

Mediante la ecuación (2.4) definimos el Coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$h = \frac{k}{D} Nu$$

$$h = 3,20 [W/m^2 \cdot K].$$

Hallamos el área superficial del cilindro

$$As = \pi DL$$

$$As = 9,42 [m^2].$$

Encontramos el calor que se pierde por convección natural mediante la ecuación (2.1)

$$\dot{Q}_{conv} = hAs(T_s - T_o)$$

$$\dot{Q}_{conv} = 1,06 [kW].$$

Considerando que las pérdidas de calor por convección natural son mínimas (2.5%) en adelante para cálculo de balance de energía se considerará al intercambiador de calor como adiabático.

3.3. Cálculos térmicos consumo máximo

- **Datos de proceso ($m_v = 60 \text{ kg/h}$)**

Tabla 3-3; Datos del fluido frío agua (Coraza)

Temperatura de entrada	$T_{ia} = 17 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Temperatura de salida	$T_{oa} = 67 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Variación de temperatura	$\Delta t = 50 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Calor específico	$C_{pa} = 4,18 \text{ [KJ / Kg}\cdot\text{K]}$
Presión de entrada	$P_a = 413,58 \text{ [kPa]}$

Tabla 3-4; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)

Temperatura de entrada	$T_{iv} = 105 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Temperatura de salida	$T_{ov} = 60 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Presión de entrada	$P_v = 620 \text{ [kPa]}$
Flujo másico	$m_v = 0,017 \text{ [Kg/s]}$
Entalpía	$h_{fg} = 2432,22 \text{ [KJ/Kg]}$

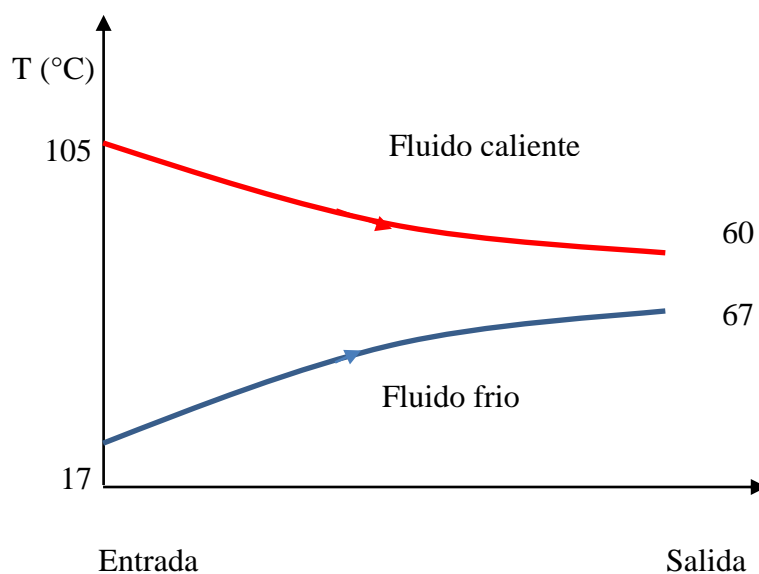


Figura 3-3. Diagrama de temperaturas de entrada y salida para consumo máximo.

3.3.1. Balance de calor

Mediante la ecuación de balance de calor despejamos y encontramos el flujo másico del agua, tomando en cuenta que para el vapor no se utiliza el C_p , si no con el valor de h_{fg} .

$$\dot{m}_a * C_p * \Delta_t = \dot{m}_v * h_{fg}$$

a) Flujo másico del agua

Igualando ecuación (2.9) y (2.10), despejamos \dot{m}_a

$$\dot{m}_a = \frac{h_{fg} * \dot{m}_v}{C_p * \Delta_t}$$
$$\dot{m}_a = 0,18 \text{ [Kg/s]}$$

Hallamos el valor del calor transferido del agua y vapor con las ecuaciones (2.9) y (2.10) respectivamente.

➤ Agua

$$Q_a = \dot{m}_a * C_{pa} * \Delta T_a$$

$$Q_a = 40,54 \text{ [kW]}$$

➤ Vapor

$$Q_v = \dot{m}_v * h_{fg}$$

$$Q_v = 40,54 \text{ [kW]}$$

b) Diferencia de temperatura media

Hallamos la diferencia de temperatura media con la ecuación (2.11).

$$\Delta T_1 = T_{iv} - T_{oa}$$

$$\Delta T_1 = 38 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta T_2 = T_{ov} - T_{ia}$$

$$\Delta T_2 = 43 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta TML = 40,45 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

c) Coeficiente de efectividad

Mediante la ecuación (2.12) calculamos:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = 0,51$$

d) Relación de capacidades térmicas

Aplicamos la ecuación (2.13) para definir la relación.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = 1,11$$

e) Factor de corrección

Con los valores de P y R, ingresamos en la figura (2-5) y encontramos el factor de corrección para nuestro intercambiador de calor.

$$Ft = 0,8$$

f) Diferencia verdadera de temperatura.

Multiplicamos el valor obtenido de la diferencia de temperatura media por el factor Ft que se utiliza para intercambiadores de calor de coraza y tubos con la ecuación (2.14)

$$\Delta TML = Ft * DMLT$$

$$\Delta TML = 32,36 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

3.3.2. Eficiencia en el intercambiador de calor

Mediante la ecuación (2.15) hallamos la eficiencia:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

- Velocidad de transferencia de calor real (\dot{Q})

Con la ecuación (2.17) definimos la capacidad calorífica del fluido frio

$$Cf = \dot{m}_a * Cpa$$

$$Cf = 0,81 \text{ [kW/ K]}$$

Aplicamos la ecuación (2.16):

$$\dot{Q} = Cf(Toa - Tia)$$

$$\dot{Q} = 40,54 \text{ [kW]}$$

- Velocidad máxima posible de transferencia de calor (\dot{Q}_{max})

Con la ecuación (2.18) definimos la velocidad máxima

$$\dot{Q}_{max} = Cmin(Tiv - Tia)$$

Para el cálculo de la velocidad máxima posible de transferencia de calor se utiliza el valor mínimo o menor de capacidad calorífica entre ambos fluidos.

$Cmin = Cf$ ya que el fluido frio contiene el valor menor.

$$\dot{Q}_{max} = 71,35 \text{ [kW]}$$

Aplicamos la ecuación (2.15) para el cálculo de la eficiencia:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

$$\varepsilon = 57 \%$$

Es decir que el 57% del calor entregado por el vapor, es absorbido por el agua.

3.3.3. Eficiencia de segunda ley

Datos de proceso



Figura 3-4. Datos de intercambiador de calor para consumo máximo.

Tabla 3-5; Datos de temperatura consumo máximo.

Temperatura ambiente	To = 298 [K]
Temperatura entrada de agua	Tia = 17 [°C]
Temperatura salida de agua	Toa = 67 [°C]
Temperatura entrada de vapor	Tiv = 105 [°C]
Temperatura salida de vapor	Tov = 60 [°C]

Tabla 3-6; Entalpía y entropía según Anexo D; Fuente: [3]

Entalpía entrada de vapor	hiv = 2683,4 [KJ/Kg]
Entropía entrada de vapor	siv = 7,2952 [KJ/Kg · K]
Entalpía salida de vapor	hov = 251,18 [KJ/Kg]
Entropía salida de vapor	sov = 0,8313 [KJ/Kg · K]

- Cambios de exergía de cada flujo

Variación de exergía del agua

Aplicamos la ecuación (2.19) para la variación de la exergía del agua:

$$\Delta s_a = C_p a \ln \frac{T_{oa}}{T_{ia}}$$

$$\Delta s_a = 0,66$$

$$\Delta \psi_a = C_p a (T_{oa} - T_{ia}) - T_o \Delta s_a$$

$$\Delta \psi_a = 10,86$$

Variación de exergía del vapor

Aplicamos la ecuación (2.20) para la variación de la exergía del vapor

$$\Delta \psi_v = (h_{iv} - h_{ov}) + T_o (s_{iv} - s_{ov})$$

$$\Delta \psi_v = 505,98$$

Eficiencia

Para hallar la eficiencia de segunda ley utilizamos la ecuación (2.21)

$$n_{II} = \frac{\dot{m}_a \Delta \psi_a}{\dot{m}_v \Delta \psi_v}$$

$$n_{II} = 25 \%$$

3.4. Cálculos térmicos consumo normal.

- Datos de proceso ($m_v = 49,5 \text{ kg/h}$)

Tabla 3-7; Datos del fluido frío agua (Coraza)

Temperatura de entrada	$T_{ia} = 17 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Temperatura de salida	$T_{oa} = 65 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Variación de temperatura	$\Delta t = 48 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Calor específico	$C_{pa} = 4,18 \text{ [KJ / Kg}\cdot\text{K]}$
Presión de entrada	$P_a = 413,58 \text{ [kPa]}$

Tabla 3-8; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)

Temperatura de entrada	$T_{iv} = 105 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Temperatura de salida	$T_{ov} = 60 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Presión de entrada	$P_v = 620 \text{ [kPa]}$
Flujo másico	$m_v = 0,014 \text{ [Kg/s]}$
Entalpía	$h_{fg} = 2432,22 \text{ [KJ/Kg]}$

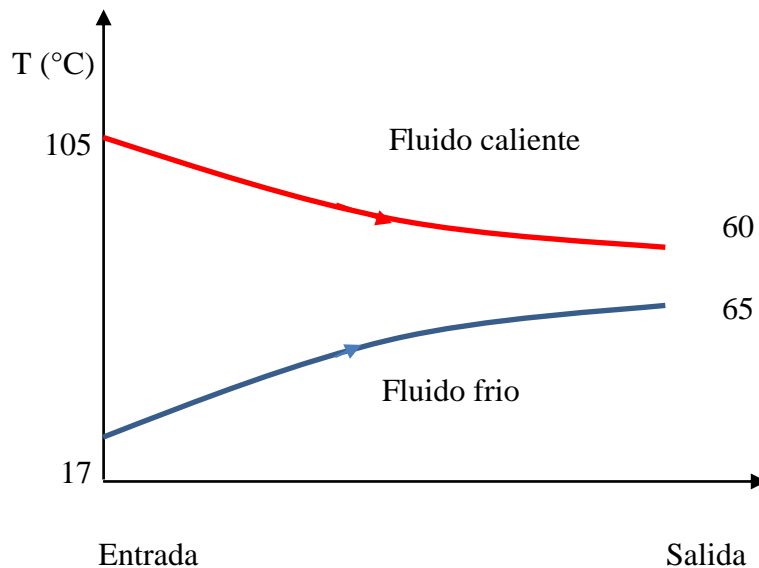


Figura 3-5. Diagrama de temperaturas de entrada y salida para consumo normal.

3.4.1. Balance de calor

Mediante la ecuación de balance de calor despejamos y encontramos el flujo másico del agua, tomando en cuenta que para el vapor no se utiliza el C_p , si no con el valor de h_{fg} .

$$\dot{m}_a * C_p * \Delta_t = \dot{m}_v * h_{fg}$$

a) Flujo másico del agua

Igualando ecuación (2.9) y (2.10), despejamos \dot{m}_a

$$\dot{m}_a = \frac{h_{fg} * \dot{m}_v}{C_p * \Delta_t}$$

$$\dot{m}_a = 0,15 \text{ [Kg/s]}$$

Hallamos el valor del calor transferido del agua y vapor con las ecuaciones (2.9) y (2.10) respectivamente.

Agua

$$Q_a = \dot{m}_a * C_p a$$

$$Q_a = 30,84 \text{ [kW]}$$

Vapor

$$Q_v = \dot{m}_v * h_{fg}$$

$$Q_v = 30,84 \text{ [kW]}$$

b) Diferencia de temperatura media

Hallamos la diferencia de temperatura media con la ecuación (2.11).

$$\Delta T_1 = T_{iv} - T_{oa}$$

$$\Delta T_1 = 40 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta T_2 = T_{ov} - T_{ia}$$

$$\Delta T_2 = 43 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_{ML} = 41,48 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

c) Coeficiente de efectividad

Mediante la ecuación (2.12) calculamos:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = 0,51$$

d) Relación de capacidades térmicas

Aplicamos la ecuación (2.13) para definir la relación.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = 1,06$$

e) Factor de corrección

Con los valores de P y R, ingresamos en la figura (2-5) y encontramos el factor de corrección para nuestro intercambiador de calor.

$$F_t = 0,8$$

f) Diferencia verdadera de temperatura.

Multiplicamos el valor obtenido de la diferencia de temperatura media por el factor F_t que se utiliza para intercambiadores de calor de coraza y tubos con la ecuación (2.14)

$$\Delta T_{ML} = F_t * DMLT$$

$$\Delta T_{ML} = 33,19 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

3.4.2. Eficiencia en el intercambiador de calor

Mediante la ecuación (2.15) hallamos la eficiencia:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

- Velocidad de transferencia de calor real (\dot{Q})

Con la ecuación (2.17) definimos la capacidad calorífica del fluido frío

$$Cf = \dot{m}_a * Cpa$$

$$Cf = 0,64 \text{ [kW/ K]}$$

Aplicamos la ecuación (2.16):

$$\dot{Q} = Cf(Toa - Tia)$$

$$\dot{Q} = 30,84 \text{ [kW]}$$

- Velocidad máxima posible de transferencia de calor (\dot{Q}_{max})

Con la ecuación (2.18) definimos la velocidad máxima

$$\dot{Q}_{max} = Cmin(Tiv - Tia)$$

Para el cálculo de la velocidad máxima posible de transferencia de calor se utiliza el valor mínimo o menor de capacidad calorífica entre ambos fluidos.

$Cmin = Cf$ ya que el fluido frío contiene el valor menor.

$$\dot{Q}_{max} = 56,55 \text{ [kW]}$$

Aplicamos la ecuación (2.15) para el cálculo de la eficiencia:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

$$\varepsilon = 55 \%$$

Es decir que el 55% del calor entregado por el vapor, es absorbido por el agua.

3.4.3. Eficiencia de segunda ley

Datos de proceso



Figura 3-6. Datos de intercambiador de calor para consumo normal.

Tabla 3-9; Datos de temperatura consumo normal

Temperatura ambiente	To = 298 [K]
Temperatura entrada de agua	Tia = 17 [°C]
Temperatura salida de agua	Toa = 65 [°C]
Temperatura entrada de vapor	Tiv = 105 [°C]
Temperatura salida de vapor	Tov = 60 [°C]

Tabla 3-10; Entalpía y entropía según Anexo D; Fuente [3]

Entalpía entrada de vapor	hiv = 2683,4 [KJ/Kg]
Entropía entrada de vapor	siv = 7,2952 [KJ/Kg · K]
Entalpía salida de vapor	hov = 251,18 [KJ/Kg]
Entropía salida de vapor	sov = 0,8313 [KJ/Kg · K]

- Cambios de exergía de cada flujo

Variación de exergía del agua

Aplicamos la ecuación (2.19) para la variación de la exergía del agua

$$\Delta s_a = C_p a \ln \frac{T_{oa}}{T_{ia}}$$

$$\Delta s_a = 0,64$$

$$\Delta \psi_a = C_p a (T_{oa} - T_{ia}) - T_o \Delta s_a$$

$$\Delta \psi_a = 9,85$$

Variación de exergía del vapor

Aplicamos la ecuación (2.20) para la variación de la exergía del vapor

$$\Delta \psi_v = (h_{iv} - h_{ov}) + T_o (s_{iv} - s_{ov})$$

$$\Delta \psi_v = 475,44$$

Eficiencia

Para hallar la eficiencia de segunda ley utilizamos la ecuación (2.21)

$$n_{II} = \frac{m_a \Delta \psi_a}{m_v \Delta \psi_v}$$

$$n_{II} = 23 \%$$

3.5. Cálculos térmicos consumo mínimo.

- **Datos de proceso (mv = 42,2 kg/h)**

Tabla 3-11; Datos del fluido frío agua (Coraza)

Temperatura de entrada	Tia = 17 [°C]
Temperatura de salida	Toa = 64 [°C]
Variación de temperatura	Δt = 47 [°C]
Calor específico	Cpa = 4,18 [KJ / Kg·K]
Presión de entrada	Pa = 413,58 [kPa]

Tabla 3-12; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)

Temperatura de entrada	Tiv = 105 [°C]
Temperatura de salida	Tov = 60 [°C]
Presión de entrada	Pv = 620 [kPa]
Flujo másico	mv = 0,012 [Kg/s]
Entalpía	hfg = 2432,22 [KJ/Kg]

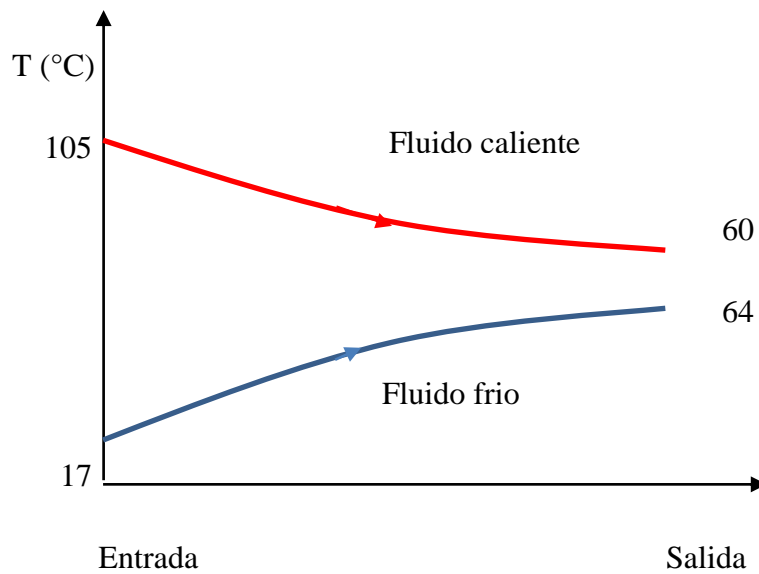


Figura 3-7. Diagrama de temperaturas de entrada y salida para consumo mínimo.

3.5.1. Balance de calor

Mediante la ecuación de balance de calor despejamos y encontramos el flujo másico del agua, tomando en cuenta que para el vapor no se utiliza el C_p , si no con el valor de h_{fg} .

$$\dot{m}_a * C_p * \Delta_t = \dot{m}_v * h_{fg}$$

a) Flujo másico del agua

Igualando ecuación (2 .9) y (2 .10), despejamos \dot{m}_a

$$\dot{m}_a = \frac{h_{fg} * \dot{m}_v}{C_p * \Delta_t}$$

$$\dot{m}_a = 0,13 \text{ [Kg/s]}$$

Hallamos el valor del calor transferido del agua y vapor con las ecuaciones (2 .9) y (2 .10) respectivamente.

Agua

$$Q_a = \dot{m}_a * C_{pa} * \Delta T_a$$

$$Q_a = 26,29 \text{ [kW]}$$

Vapor

$$Q_v = m_v * h_{fg}$$

$$Q_v = 26,29 \text{ [kW]}$$

b) Diferencia de temperatura media

Hallamos la diferencia de temperatura media con la ecuación (2.11).

$$\Delta T_1 = T_{iv} - T_{oa}$$

$$\Delta T_1 = 41 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta T_2 = T_{ov} - T_{ia}$$

$$\Delta T_2 = 43 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_{ML} = 41,99 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

c) Coeficiente de efectividad

Mediante la ecuación (2.12) calculamos:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = 0,511$$

d) Relación de capacidades térmicas

Aplicamos la ecuación (2.13) para definir la relación.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = 1,04$$

e) Factor de corrección

Con los valores de P y R, ingresamos en la figura (2-5) y encontramos el factor de corrección para nuestro intercambiador de calor.

$$Ft = 0,8$$

f) Diferencia verdadera de temperatura.

Multiplicamos el valor obtenido de la diferencia de temperatura media por el factor Ft que se utiliza para intercambiadores de calor de coraza y tubos con la ecuación (2.14)

$$\Delta TML = Ft * DMLT$$

$$\Delta TML = 33,59 [^{\circ}C]$$

3.5.2. Eficiencia en el intercambiador de calor.

Mediante la ecuación (2.15) hallamos la eficiencia:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

- Velocidad de transferencia de calor real (\dot{Q})

Con la ecuación (2.17) definimos la capacidad calorífica del fluido frio

$$Cf = \dot{m}_a * Cpa$$

$$Cf = 0,56 [kW/ K]$$

Aplicamos la ecuación (2.16):

$$\dot{Q} = Cf(Toa - Tia)$$

$$\dot{Q} = 26,29 [kW]$$

- Velocidad máxima posible de transferencia de calor (\dot{Q}_{max})

Con la ecuación (2.18) definimos la velocidad máxima

$$\dot{Q}_{max} = Cmin(Tiv - Tia)$$

Para el cálculo de la velocidad máxima posible de transferencia de calor se utiliza el valor mínimo o menor de capacidad calorífica entre ambos fluidos.

$C_{min} = C_f$ ya que el fluido frío contiene el valor menor.

$$\dot{Q}_{max} = 49,23 \text{ [kW]}$$

Aplicamos la ecuación (2.15) para el cálculo de la eficiencia:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

$$\varepsilon = 53 \%$$

Es decir que el 53% del calor entregado por el vapor, es absorbido por el agua.

3.5.3. Eficiencia de segunda ley

Datos de proceso



Figura 3-8. Datos de intercambiador de calor para consumo mínimo.

Tabla 3-13; Datos de temperatura consumo mínimo

Temperatura ambiente	$T_o = 298 \text{ [K]}$
Temperatura entrada de agua	$T_{ia} = 17 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Temperatura salida de agua	$T_{oa} = 64 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Temperatura entrada de vapor	$T_{iv} = 105 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Temperatura salida de vapor	$T_{ov} = 60 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Tabla 3-14; Entalpía y entropía según Anexo D; Fuente [3]

Entalpía entrada de vapor	hiv = 2683,4 [KJ/Kg]
Entropía entrada de vapor	siv = 7,2952 [KJ/Kg · K]
Entalpía salida de vapor	hov = 251,18 [KJ/Kg]
Entropía salida de vapor	sov = 0,8313 [KJ/Kg · K]

- Cambios de exergía de cada flujo

Variación de exergía del agua

Aplicamos la ecuación (2.19) para la variación de la exergía del agua

$$\Delta s_a = C_{pa} \ln \frac{T_{oa}}{T_{ia}}$$

$$\Delta s_a = 0,63$$

$$\Delta \psi_a = C_{pa} (T_{oa} - T_{ia}) - T_o \Delta s_a$$

$$\Delta \psi_a = 9,36$$

Variación de exergía del vapor

Aplicamos la ecuación (2.20) para la variación de la exergía del vapor

$$\Delta \psi_v = (h_{iv} - h_{ov}) + T_o (s_{iv} - s_{ov})$$

$$\Delta \psi_v = 475,44$$

Eficiencia

Para hallar la eficiencia de segunda ley utilizamos la ecuación (2.21)

$$n_{II} = \frac{\dot{m}_a \Delta \psi_a}{\dot{m}_v \Delta \psi_v}$$

$$n_{II} = 22 \%$$

Resumen de resultados obtenidos

Tabla 3-15; Resumen final de resultados.

	Consumo de vapor	Consumo de agua	Temp. entrada de agua	Temp. salida de agua	Eficiencia	Eficiencia segunda ley
Máximo	60 kg/h	0,18 kg/s	17 °C	67 °C	57 %	25 %
Normal	49,5 kg/h	0,15 kg/s	17 °C	65 °C	55 %	23 %
Mínimo	42,2 kg/h	0,13 kg/s	17 °C	64 °C	53 %	22 %

3.6. Análisis de eficiencia según el consumo de vapor.

En la figura 3.9 podemos observar el comportamiento de la eficiencia en el intercambiador de calor según el consumo de vapor, que en nuestro caso tenemos tres tipos que son máximo, normal y mínimo. La eficiencia varía a lo largo del proceso con una variación del 2% en cada caso.

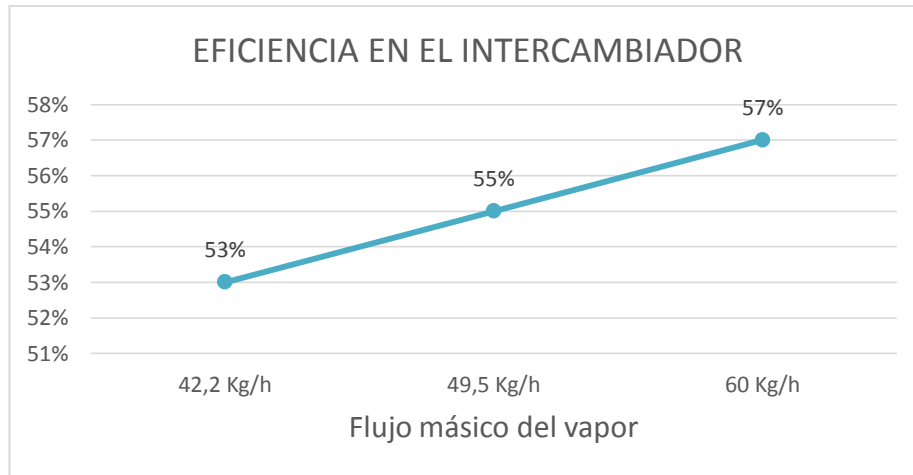


Figura 3-9; Eficiencia en el intercambiador de calor.

En la figura 3.10 observamos la eficiencia de segunda ley según el consumo de vapor y su variación a lo largo del proceso de calentamiento de agua.

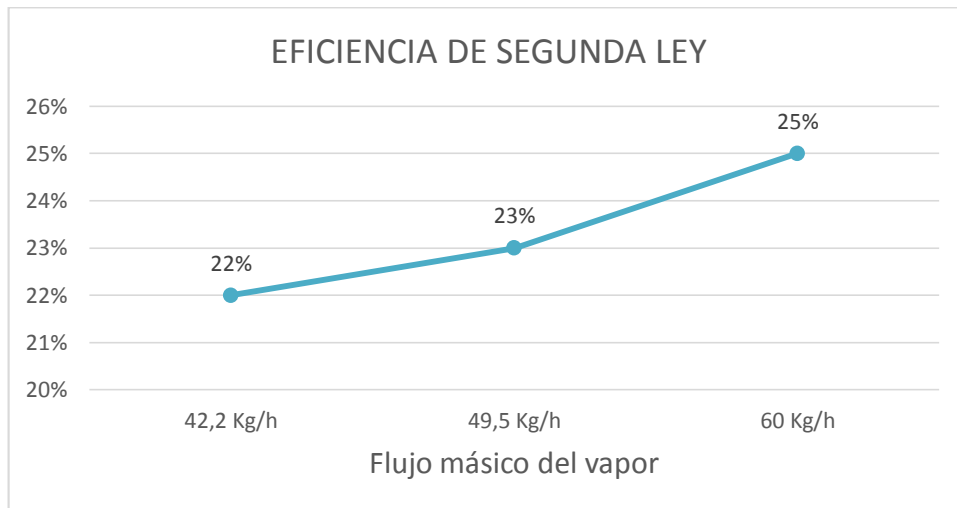


Figura 3-10; Eficiencia de segunda ley en el intercambiador de calor.

En la figura 3.11 se observa las temperaturas del agua tanto de entrada como de salida, según el consumo de vapor.

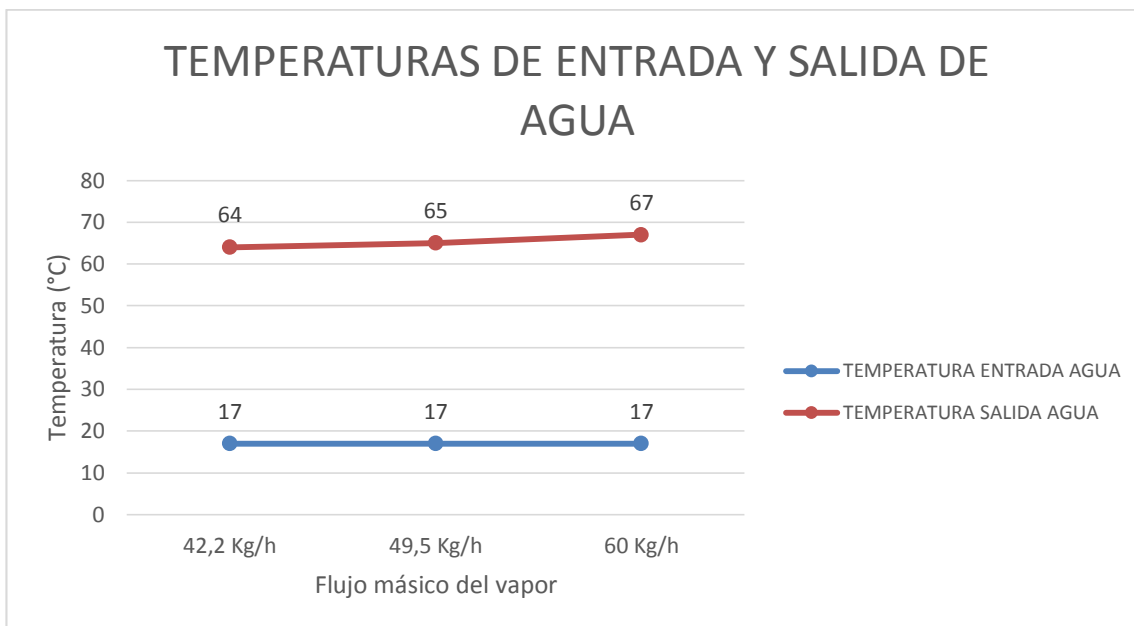


Figura 3-11; Temperatura del agua según el flujo másico de vapor.

3.7. Análisis de eficiencia según el consumo de agua caliente sanitaria.

En la figura 3.12 se detalla el comportamiento de la eficiencia según el consumo de agua caliente sanitaria.

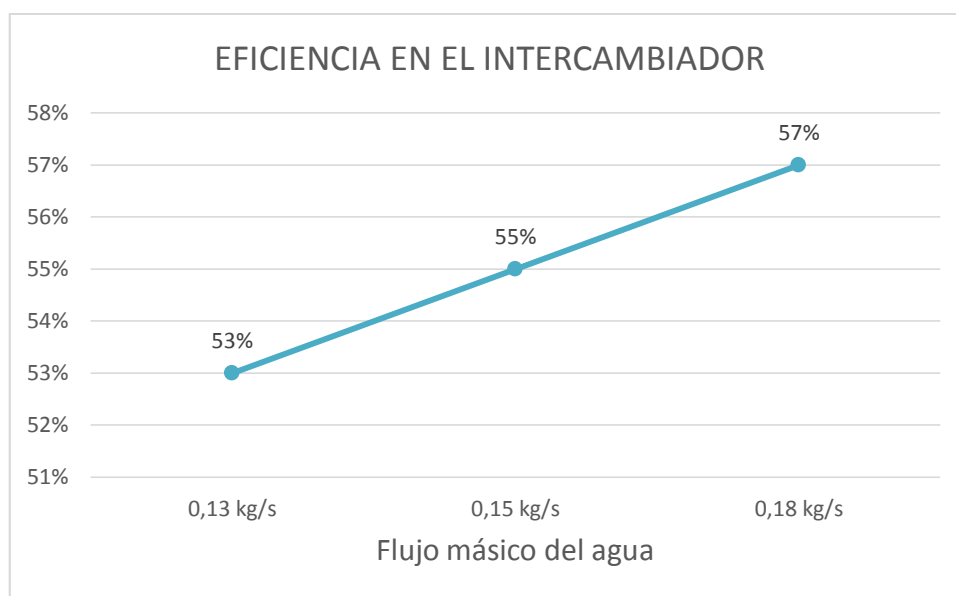


Figura 3-12; Eficiencia del intercambiador según el flujo másico del agua.

En la figura 3.13 se ilustra la eficiencia de segunda ley con respecto al consumo de agua caliente sanitaria.

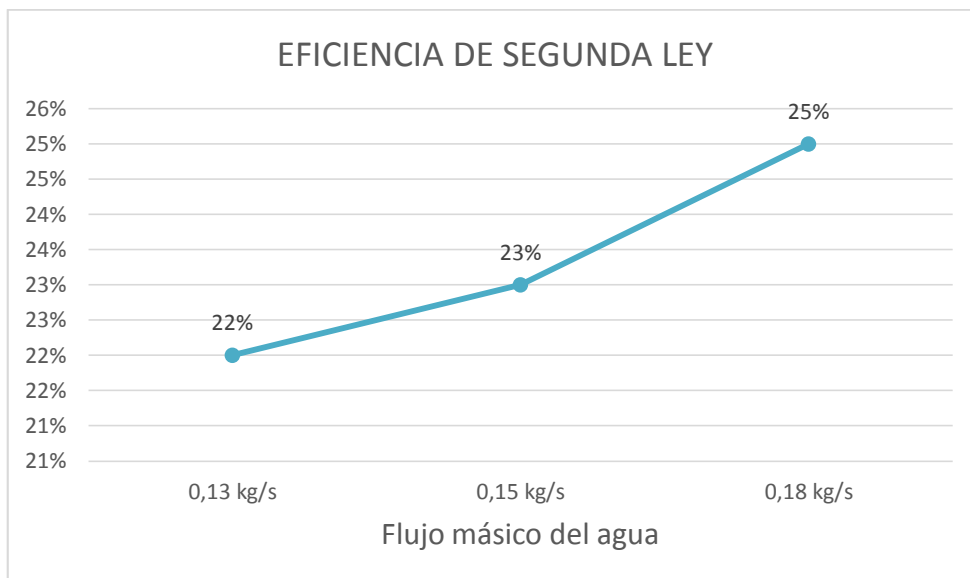


Figura 3-13; Eficiencia de segunda ley en el intercambiador de calor.

En la figura 3.14 se detalla las temperaturas de entrada y salida del agua caliente según el consumo del mismo.

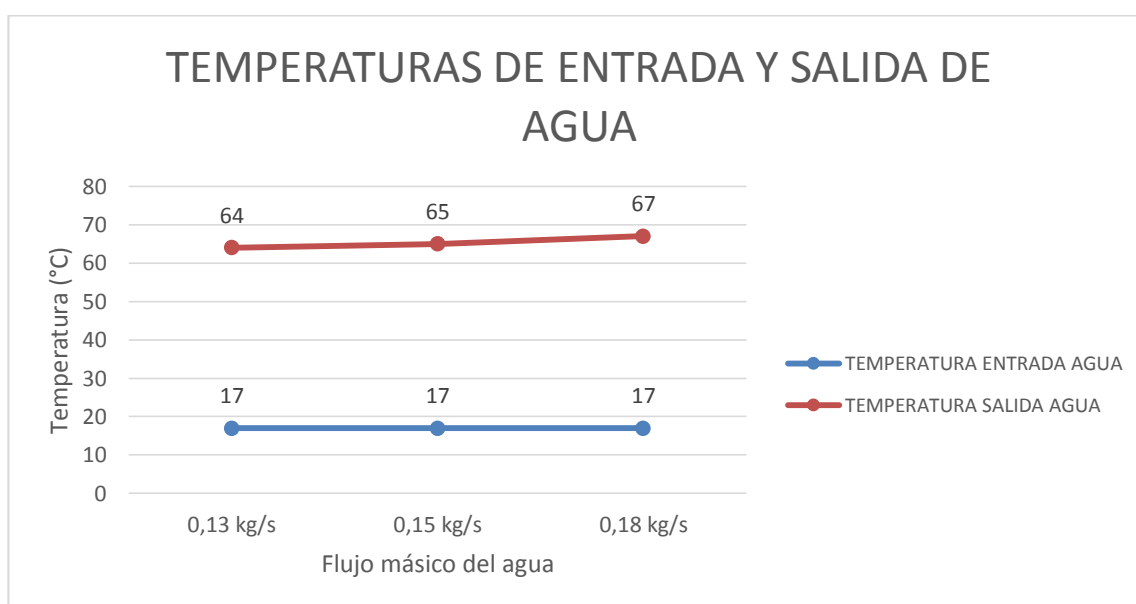


Figura 3-14; Temperaturas del agua según el flujo másico de agua.

3.8. Indicadores energéticos.

Para el cálculo de indicadores se tomará en consideración los consumos de vapor, consumos de agua caliente sanitaria y consumo de DIESEL en la caldera de vapor.

Tabla 3-16; Datos de producción de agua caliente sanitaria en (kg/h).

Condición	Consumo vapor kg/h	Producción ACS kg/h
Máximo	60	648
Normal	49,5	540
Mínimo	42,2	468

Tabla 3-17; Datos de producción de agua caliente sanitaria en (kg/s).

Condición	Consumo vapor kg/s	Producción ACS kg/s
Máximo	0,017	0,18
Normal	0,014	0,15
Mínimo	0,012	0,13

La caldera que produce el vapor es de marca Hurst Serie 300 de 50 BHP, en la siguiente tabla se detalla la tasa máxima de generación de vapor y la cantidad de DIESEL quemado necesario para generar dicha cantidad de vapor.

Tabla 3-18; Datos máximos de generación de vapor y quemado de fuel oil de la caldera. Fuente:

Anexo G

	Tasa máxima
Generación de vapor	784 [kg/h]
Tasa quemado de fuel oil	0,056 [m ³ /h]

Conocidos los datos de consumo de DIESEL y generación de vapor máxima de la caldera, mediante regla de tres simple encontramos los consumos de DIESEL para cada condición de nuestro análisis.

Tabla 3-19; Consumo de DIESEL con respecto al consumo de vapor para cada condición.

Condición	Consumo vapor (kg/h)	Consumo DIESEL (m ³ /h)	Consumo DIESEL (lts/h)	Consumo DIESEL (gal/h)
Máximo	60	0,0043	4,29	1,13
Normal	49,5	0,0035	3,54	0,93
Mínimo	42,2	0,0030	3,01	0,80

Indicadores:

Conocidos los consumos en galones por hora, conoceremos el consumo anual de fuel oil para calentamiento de agua caliente sanitaria.

Tabla 3-20; Consumo anual DIESEL para calentamiento de agua.

Condición	Consumo DIESEL [gal/año]
Máximo	4958,85
Normal	4091,05
Mínimo	3487,72

Ahora detallamos el costo del DIESEL quemado durante todo el año, tomando en cuenta el precio actual del galón de combustible que se encuentra en USD 1,03.

Tabla 3-21; Costo anual de DIESEL para calentamiento de agua.

Condición	Costo (USD) DIESEL año
Máximo	5107,61
Normal	4213,78
Mínimo	3592,35

En la tabla siguiente se detalla el consumo anual de agua caliente sanitaria, en función de los datos obtenidos en nuestro análisis.

Tabla 3-22; Consumo anual de agua caliente sanitaria.

Condición	Consumo ACS (lts/año)
Máximo	2'838.240
Normal	1'949.340,66
Mínimo	1'441.645,71

A continuación se detalla el consumo diario de agua en litros, con el número de personas según cada condición, para los tres consumos analizados máximo, normal y mínimo.

Tabla 3-23; Consumo diario de agua caliente sanitaria

Condición	Consumo ACS (lts/día)
Máximo (182 personas)	7776
Normal (150 personas)	5340,66
Mínimo (128 personas)	3949,71

En la tabla siguiente se detalla el consumo anual de agua caliente sanitaria por usuario, es decir, el hospital cuenta con 118 personas en el área médica y con capacidad instalada de 64 camas hospitalarias, que sumarían el número total de usuarios que consumen agua caliente sanitaria.

Tabla 3-24; Consumo de agua caliente sanitaria anual por usuario.

Condición	Consumo ACS (lts/usuario año)
Máximo	15.594,73
Normal	12.995,60
Mínimo	11.262,86

A continuación se encuentra los datos de consumo de agua caliente sanitaria por usuario al día que nos servirá para comparar con datos recomendados de consumo por persona en hospitales, según el Instituto para la diversificación y ahorro de la energía IDAE, anexo I, que es de 55 litros/día por usuario.

Tabla 3-25; Consumo diario de agua caliente sanitaria por usuario.

Condición	Consumo ACS (lts/usuario día)
Máximo	42,73
Normal	35,60
Mínimo	30,86

El quemador que posee la instalación es de marca Riello Serie RL-50, en la siguiente tabla se detalla la tasa máxima de generación de vapor de la caldera y la cantidad de CO que se va hacia el ambiente.

Tabla 3-26; Datos máximos de generación de vapor y emisión de CO hacia el ambiente. Fuente: Anexo H

	Tasa máxima
Generación de vapor	784 [kg/h]
Tasa de emisión de CO	39 [mg/kWh]

Conocidos los datos de consumo de vapor y tasa de emisión máxima de CO, encontramos los datos de emisión de CO para cada condición de nuestro análisis.

Tabla 3-27; Consumo de vapor con respecto a la tasa de emisión de CO para cada condición.

Condición	Consumo vapor (kg/h)	Tasa de emisión de CO (mg/kWh)
Máximo	60	2,98
Normal	49,5	2,46
Mínimo	42,2	2,09

3.9. Propuesta de mejora.

3.9.1. Diagnóstico.

A continuación se detalla la propuesta de mejora que consta de un precalentamiento previo al fluido frío agua antes del ingreso al intercambiador de calor mediante apoyo de energía renovable no convencional.

Entre este tipo de energías tenemos la eólica, solar, geotérmica, mareomotriz y biomasa.

La energía eólica es aquella obtenida por la fuerza del viento, que mediante turbinas convierte la energía cinética en energía eléctrica. Debido a su demanda alta de

velocidad del viento y su extenso análisis previo (3años), no es apto para nuestro estudio.

La energía geotérmica necesita un extenso estudio previo al igual que la biomasa y quedan descartadas para nuestro análisis.

La energía mareomotriz no entraría en nuestro estudio por no tener las condiciones geográficas necesarias.

La energía solar se divide en fotovoltaica mediante paneles solares, y en colectores solares planos, la fotovoltaica necesita una alta demanda de irradiación solar y sus costos son elevados, mientras que los colectores solares planos son más económicos y se ajustan a nuestras condiciones climáticas, es decir, son los ideales para nuestro estudio.

3.9.2. Datos informativos.

Tabla 3-28. Datos generales de la propuesta.

Ejecutor	Pablo Sebastián Cabrera López
Descripción	Colector solar plano de tubos de polipropileno
Beneficiario	Hospital SOLCA Tungurahua
Costo	\$ 7000,00

El análisis y la construcción de este tipo de colectores lo realizó el Ingeniero Santiago Peña en su tesis con el tema “ESTUDIO DE AISLANTES TÉRMICOS PARA CUBIERTA EN PANELES SOLARES PLÁSTICOS Y SU INFLUENCIA SOBRE LA EFICIENCIA PARA EL CALENTAMIENTO DE AGUA APROVECHANDO LA ENERGÍA SOLAR ABSORBIDA EN LA CIUDAD DE AMBATO”, de allí serán tomados los datos para nuestra propuesta.

Se analizarán dos tipos de escenarios según el clima que se tenga en el sector, basados en la irradiación solar para cada caso, que los llamaremos mejor escenario, y peor escenario.

Tabla 3-29; Datos del colector solar plano (mejor escenario); Fuente: [9]

Irradiación solar (mejor escenario climático)	511,35 [w/m ²]
Temperatura de entrada agua	17,4 [°C]
Temperatura de salida de agua	39,5 [°C]
Tiempo calentamiento de agua	4 [horas]
Volumen de agua caliente producido	200 [litros]
Flujo másico tubo alimentación	2,68 [kg/s]
Flujo másico tubo calentador	0,034 [kg/s]
Eficiencia del colector	44 %
Potencia de la bomba	745,7 [W]

Tabla 3-30; Datos del colector solar plano (peor escenario); Fuente: [9]

Irradiación solar (peor escenario climático)	230,5 [w/m ²]
Temperatura de entrada agua	17 [°C]
Temperatura de salida de agua	29,5 [°C]
Tiempo calentamiento de agua	4 [horas]
Volumen de agua caliente producido	200 [litros]
Flujo másico tubo alimentación	2,68 [kg/s]
Flujo másico tubo calentador	0,034 [kg/s]
Eficiencia del colector	44 %
Potencia de la bomba	745,7 [W]

Conocida la demanda de agua caliente sanitaria diaria en la tabla 3-23, necesitaremos el apoyo de 5 colectores solares planos, que nos dará un volumen de 1000 litros de agua con precalentamiento, para satisfacer una parte de la demanda, a continuación veremos el porcentaje que esto significa para cada caso.

Tabla 3-31; Porcentaje que representa el agua precalentada con respecto al consumo diario.

Condición	Consumo ACS (lts/día)	Agua Precalentada (lts)	Porcentaje (%)
Máximo (182 personas)	7776	1000	12,86
Normal (150 personas)	5340,66	1000	18,72
Mínimo (128 personas)	3949,71	1000	25,32

3.9.3. Análisis económico.

A continuación se detalla el costo del colector solar en unidad y se lo debe multiplicar por 5 colectores que son los necesarios para satisfacer la demanda de agua caliente sanitaria y el costo del tanque reservorio con aislamiento térmico de 1000 litros de capacidad.

Tabla 3-32; Costo final del colector solar de tubos de polipropileno; Fuente: [9]

Ítem	Descripción	Cantidad	Costo Unitario (USD)	Sub total (USD)
1	Colector solar plano	5	1105,26	5526,30
2	Tanque reservorio	1	614,04	614,04
Subtotal				6140,34
IVA 14 %				859,66
Total				7000

3.9.4. Especificaciones técnicas.

En la siguiente tabla se detallan las especificaciones del colector solar:

Tabla 3-33; Especificaciones del colector solar plano y sus partes; Fuente: [9]

Detalle	Colector Solar de polipropileno
Peso Total aproximado	90 Kg
Dimensiones	Largo: 3m, Ancho: 1.4m, Altura: 1.5
Fluido	Agua
Tipo de circulación	Circulación Forzada
Alimentación	Red de Agua Potable
Potencia de la bomba	745,7 W

3.9.5. Esquemas de funcionamiento

A continuación se detallan los esquemas del sistema de calentamiento de agua sanitaria, tanto el actual que está en funcionamiento como el sistema con la propuesta de mejora, además se presentan dos esquemas con las conexiones de los colectores solares planos en paralelo.

En la siguiente figura se observa el funcionamiento actual del sistema de agua caliente sanitaria.

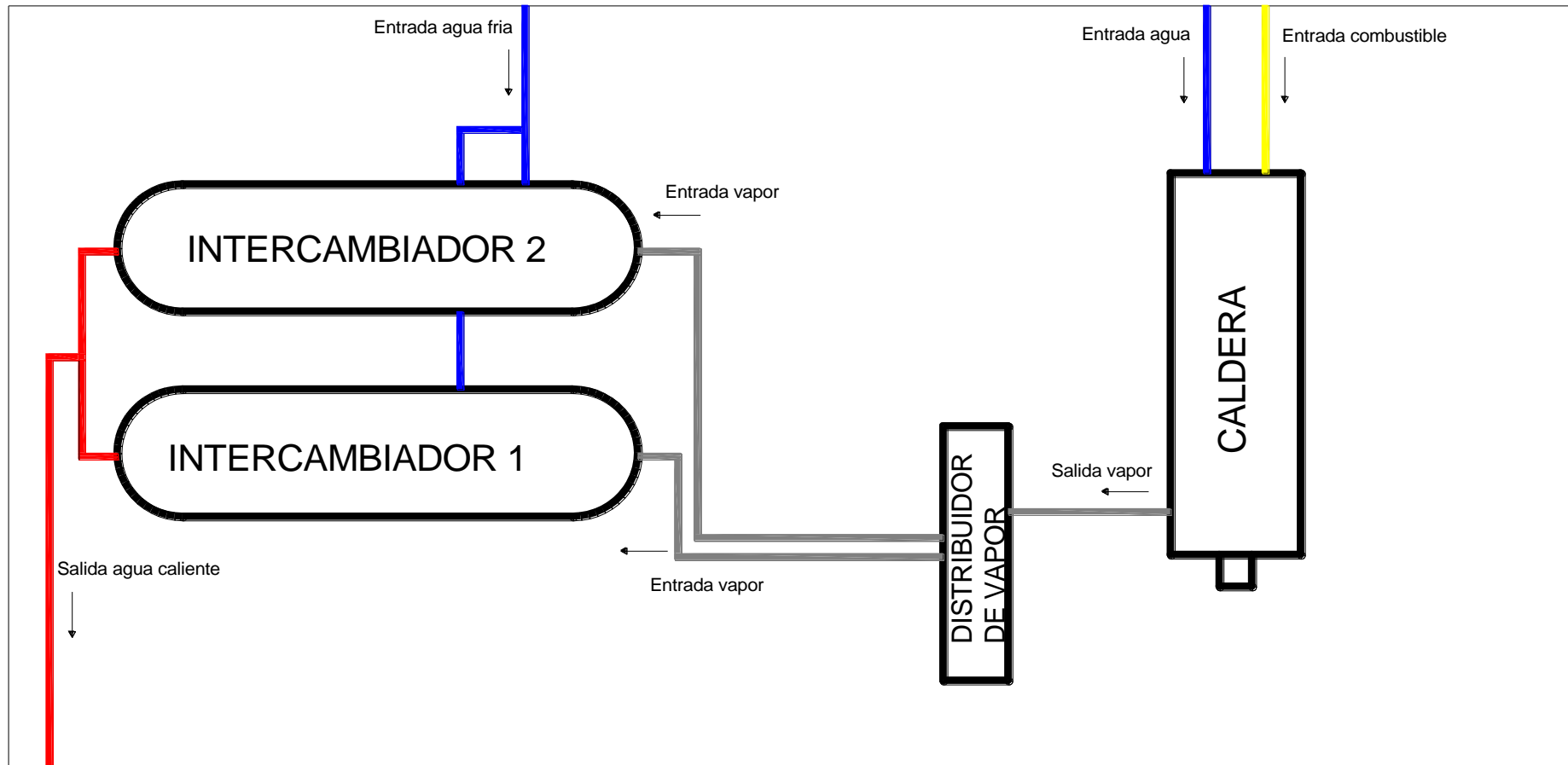


Figura 3-15; Esquema de funcionamiento actual del sistema de agua caliente sanitaria

En la siguiente figura se ilustra la conexión en paralelo de los cinco colectores solares planos cada uno con una producción de 200 litros de agua caliente en 4 horas de funcionamiento, depositando en el tanque de reserva de 1000 litros de agua caliente que pasaran al intercambiador de calor.

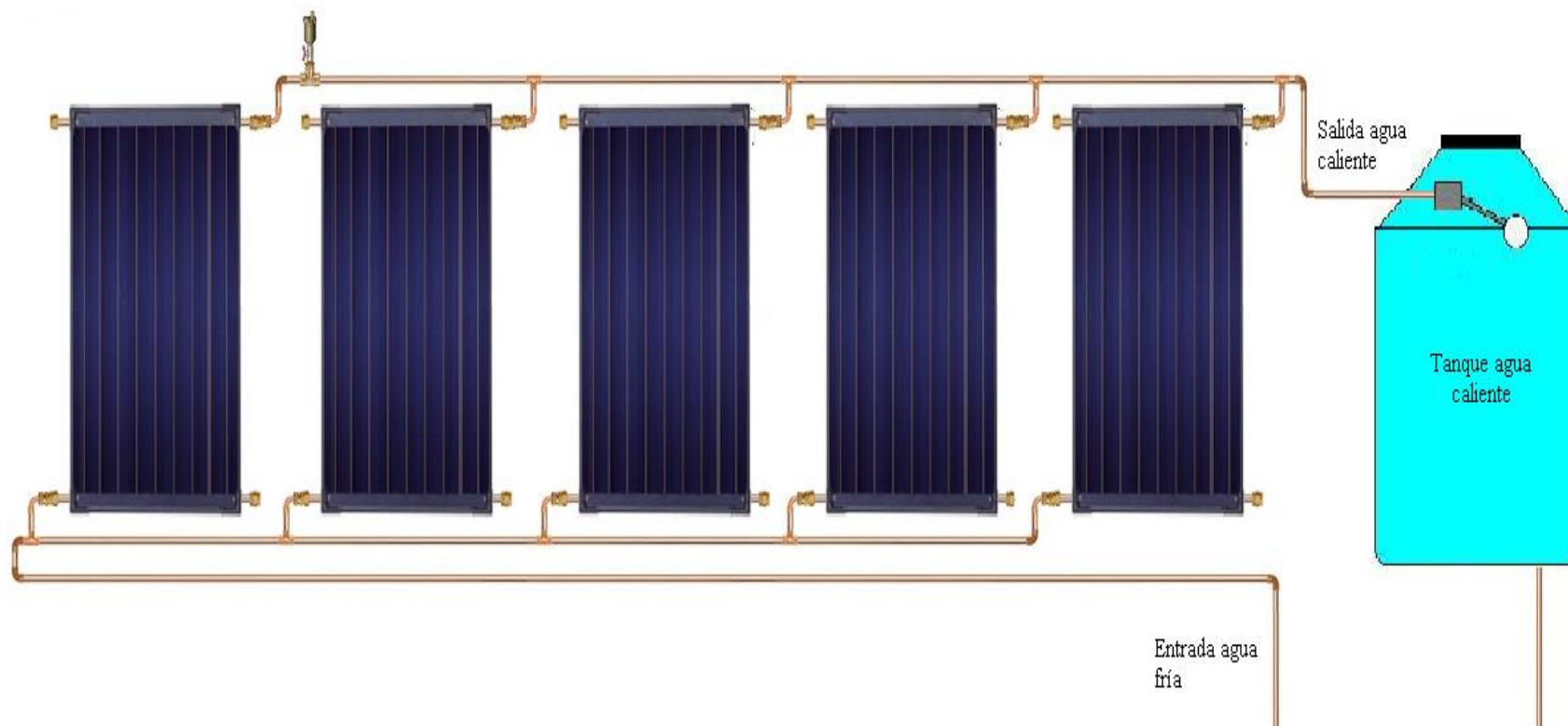


Figura 3-16; Conexión en paralelo de cinco colectores solares planos para el precalentamiento de agua.

En la siguiente figura se representa con flechas de colores el recorrido del fluido agua, siendo las flechas de color celeste el agua fría, hasta cambiar a color rojo que será el agua caliente.

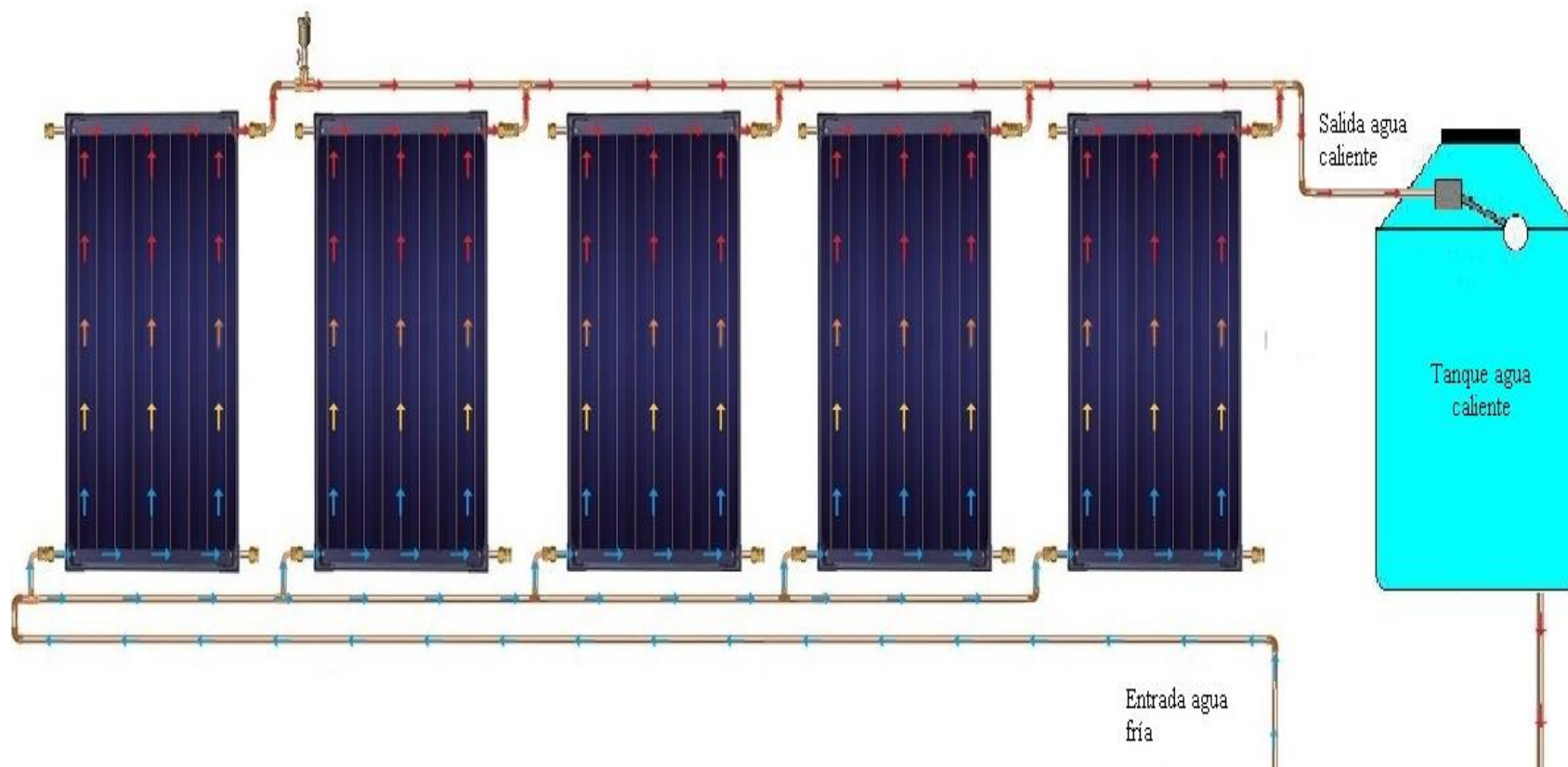


Figura 3-17; Esquema con flechas de colores que representan la dirección del fluido y la temperatura del mismo.

En la siguiente ilustración podemos observar el funcionamiento del sistema de agua caliente sanitaria, con la propuesta de mejora, que consta en hacer un calentamiento previo a una parte del agua que va ingresar al intercambiador de calor.

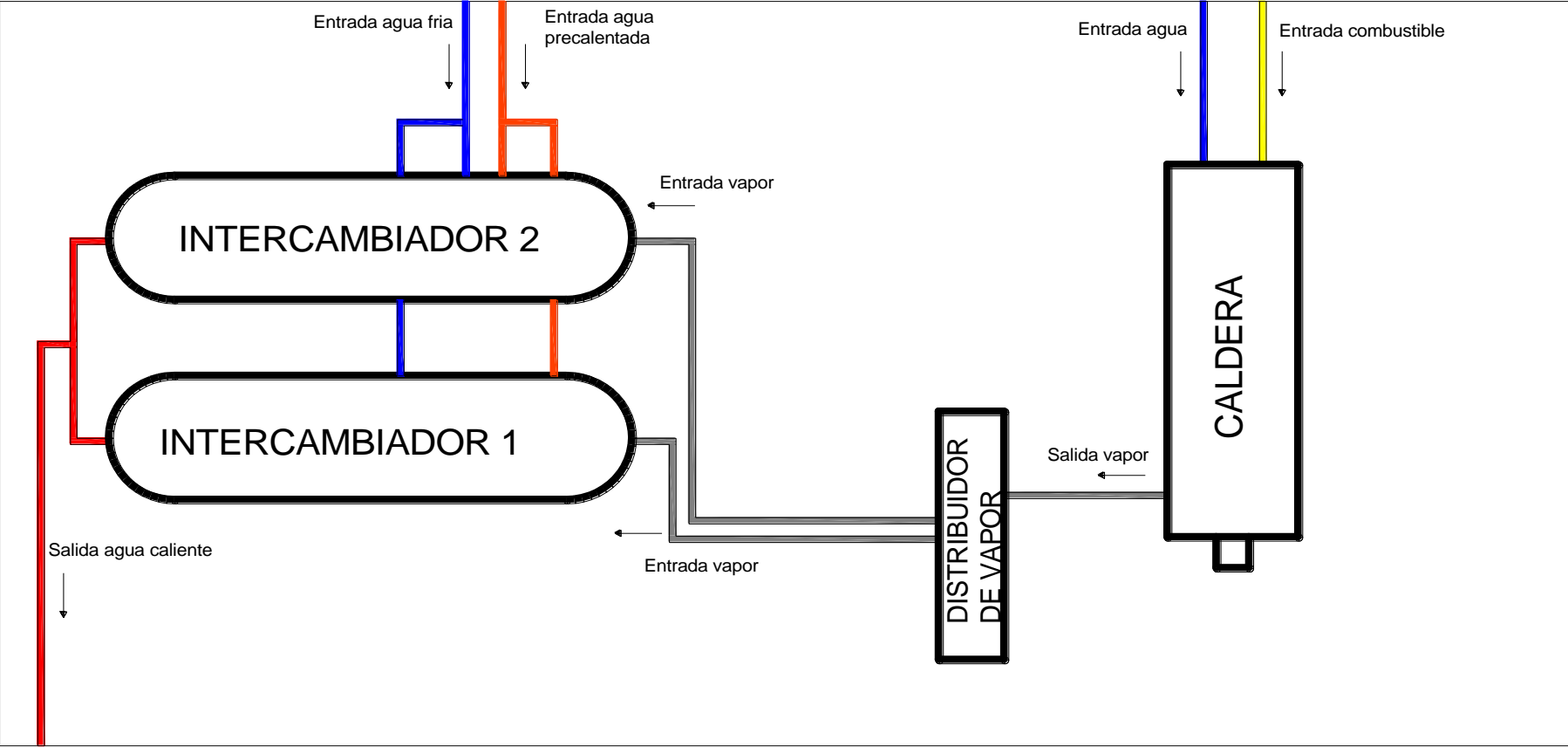


Figura 3-18; Esquema del sistema de calentamiento de agua con la propuesta de mejora.

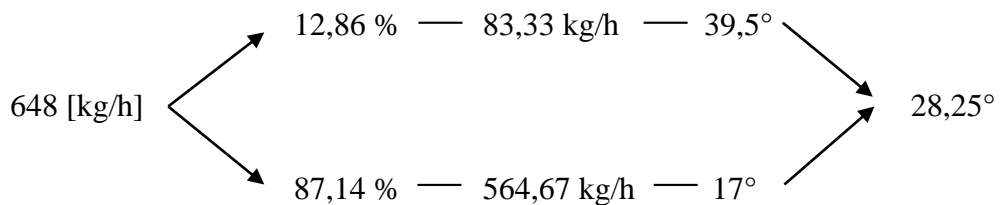
3.9.6. Cálculos térmicos.

Para el cálculo con propuesta de mejora se realizara el mismo método o procedimiento de cálculo realizado anteriormente, la única variación que va tener es la temperatura de ingreso de agua y nos va dar un valor de consumo de vapor, que nos servirá para nuestro cálculo de indicadores con propuesta de mejora.

Se tomaran dos tipos de escenarios como se muestra en la tabla 3-27 y 3-28, que varían según la irradiación solar, y los llamaremos mejor escenario y peor escenario con sus respectivas temperaturas de salida de agua caliente.

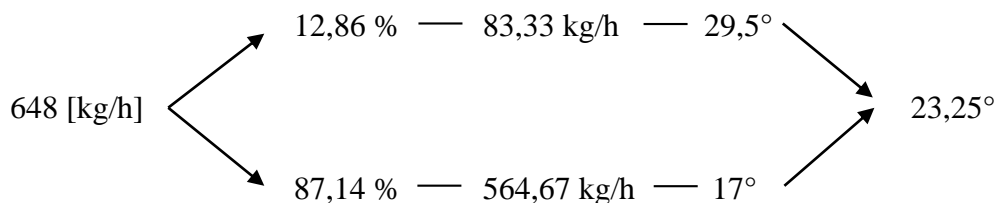
A continuación analizaremos los datos de entrada de temperatura de agua al intercambiador con precalentamiento para cada consumo máximo, normal y mínimo y a su vez según el mejor y peor escenario de irradiación solar.

- **Consumo máximo ($m_a = 648$ kg/h) mejor escenario.**



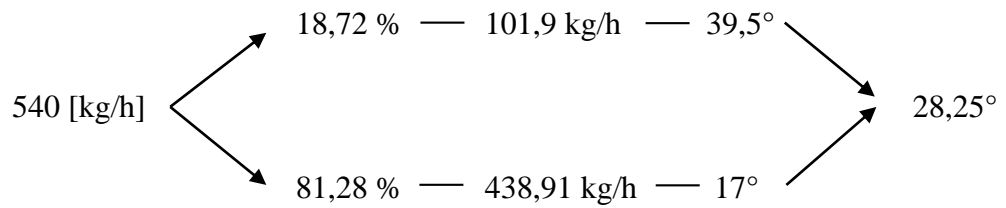
La nueva temperatura de ingreso del agua al intercambiador para el cálculo será de 28,25°C.

- **Consumo máximo ($m_a = 648$ kg/h) peor escenario.**



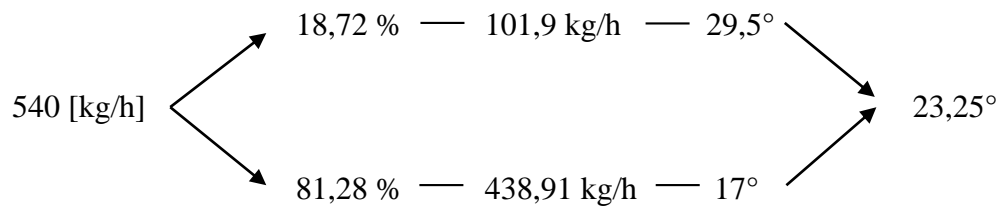
La nueva temperatura de ingreso del agua al intercambiador para el cálculo será de 23,25°C.

- **Consumo normal ($m_a = 540$ kg/h) mejor escenario.**



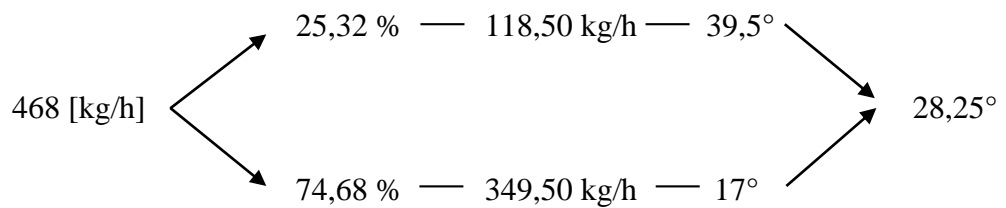
La nueva temperatura de ingreso del agua al intercambiador para el cálculo será de 28,25°C.

- **Consumo normal ($m_a = 540$ kg/h) peor escenario.**



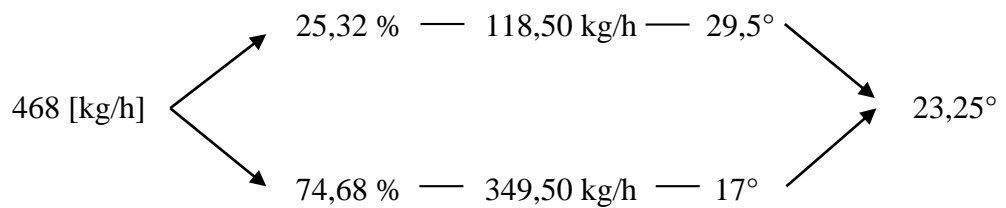
La nueva temperatura de ingreso del agua al intercambiador para el cálculo será de 23,25°C.

- **Consumo mínimo ($m_a = 468$ kg/h) mejor escenario.**



La nueva temperatura de ingreso del agua al intercambiador para el cálculo será de 28,25°C.

- **Consumo mínimo ($m_a = 468$ kg/h) peor escenario.**



La nueva temperatura de ingreso del agua al intercambiador para el cálculo será de 23,25°C.

3.9.6.1. Cálculos térmicos consumo máximo (mejor escenario)

- **Datos de proceso ($m_a = 648$ kg/h)**

Tabla 3-34; Datos del fluido agua con precalentamiento (Coraza)

Temperatura de entrada	$T_{ia} = 28,25$ [°C]
Temperatura de salida	$T_{oa} = 67$ [°C]
Variación de temperatura	$\Delta t = 38,75$ [°C]
Calor específico	$C_{pa} = 4,18$ [KJ / Kg·K]
Flujo másico	$m_a = 0,18$ [Kg/s]

Tabla 3-35; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)

Temperatura de entrada	$T_{iv} = 105$ [°C]
Temperatura de salida	$T_{ov} = 60$ [°C]
Presión de entrada	$P_v = 620$ [kPa]
Entalpía	$h_{fg} = 2432,22$ [KJ/Kg]

- **Resultados**

Tabla 3-36; Resultados obtenidos para consumo máximo con precalentamiento y mejor escenario.

Flujo másico del vapor	$m_v = 0,013$ [Kg/s]
Diferencia de temperatura media	$\Delta T_{ML} = 23,54$ [°C]
Eficiencia en el intercambiador	$\varepsilon = 50$ %
Eficiencia de segunda ley	$\varepsilon = 33$ %

3.9.6.2. Cálculos térmicos consumo máximo (peor escenario)

- **Datos de proceso ($m_a = 648$ kg/h)**

Tabla 3-37; Datos del fluido agua con precalentamiento (Coraza)

Temperatura de entrada	$T_{ia} = 23,25$ [°C]
Temperatura de salida	$T_{oa} = 67$ [°C]
Variación de temperatura	$\Delta t = 43,75$ [°C]

Calor específico	$C_{pa} = 4,18 \text{ [KJ / Kg}\cdot\text{K]}$
Flujo másico	$m_a = 0,18 \text{ [Kg/s]}$

Tabla 3-38; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)

Temperatura de entrada	$T_{iv} = 105 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Temperatura de salida	$T_{ov} = 60 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Presión de entrada	$P_v = 620 \text{ [kPa]}$
Entalpía	$h_{fg} = 2432,22 \text{ [KJ/Kg]}$

- Resultados**

Tabla 3-39; Resultados obtenidos para consumo máximo con precalentamiento y peor escenario.

Flujo másico del vapor	$m_v = 0,015 \text{ [Kg/s]}$
Diferencia de temperatura media	$\Delta T_{ML} = 25,72 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Eficiencia en el intercambiador	$\varepsilon = 54 \%$
Eficiencia de segunda ley	$\varepsilon = 29 \%$

3.9.6.3. Cálculos térmicos consumo normal (mejor escenario)

- Datos de proceso ($m_a = 540 \text{ kg/h}$)**

Tabla 3-40; Datos del fluido agua con precalentamiento (Coraza)

Temperatura de entrada	$T_{ia} = 28,25 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Temperatura de salida	$T_{oa} = 65 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Variación de temperatura	$\Delta t = 36,75 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Calor específico	$C_{pa} = 4,18 \text{ [KJ / Kg}\cdot\text{K]}$
Flujo másico	$m_a = 0,15 \text{ [Kg/s]}$

Tabla 3-41; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)

Temperatura de entrada	$T_{iv} = 105 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Temperatura de salida	$T_{ov} = 60 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Presión de entrada	$P_v = 620 \text{ [kPa]}$
Entalpía	$h_{fg} = 2432,22 \text{ [KJ/Kg]}$

- **Resultados**

Tabla 3-42; Resultados obtenidos para consumo normal con precalentamiento y mejor escenario.

Flujo másico del vapor	$m_v = 0,011$ [Kg/s]
Diferencia de temperatura media	$\Delta T_{ML} = 25,79$ [°C]
Eficiencia en el intercambiador	$\varepsilon = 48$ %
Eficiencia de segunda ley	$\varepsilon = 31$ %

3.9.6.4. Cálculos térmicos consumo normal (peor escenario)

- **Datos de proceso ($m_a = 540$ kg/h)**

Tabla 3-43; Datos del fluido agua con precalentamiento (Coraza)

Temperatura de entrada	$T_{ia} = 23,25$ [°C]
Temperatura de salida	$T_{oa} = 65$ [°C]
Variación de temperatura	$\Delta t = 41,75$ [°C]
Calor específico	$C_{pa} = 4,18$ [KJ / Kg·K]
Flujo másico	$m_a = 0,15$ [Kg/s]

Tabla 3-44; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)

Temperatura de entrada	$T_{iv} = 105$ [°C]
Temperatura de salida	$T_{ov} = 60$ [°C]
Presión de entrada	$P_v = 620$ [kPa]
Entalpía	$h_{fg} = 2432,22$ [KJ/Kg]

- **Resultados**

Tabla 3-45; Resultados obtenidos para consumo máximo con precalentamiento y peor escenario.

Flujo másico del vapor	$m_v = 0,012$ [Kg/s]
Diferencia de temperatura media	$\Delta T_{ML} = 27,95$ [°C]
Eficiencia en el intercambiador	$\varepsilon = 51$ %
Eficiencia de segunda ley	$\varepsilon = 28$ %

3.9.6.5. Cálculos térmicos consumo mínimo (mejor escenario)

- **Datos de proceso ($m_a = 468$ kg/h)**

Tabla 3-46; Datos del fluido agua con precalentamiento (Coraza)

Temperatura de entrada	$T_{ia} = 28,25$ [°C]
Temperatura de salida	$T_{oa} = 64$ [°C]
Variación de temperatura	$\Delta t = 36,75$ [°C]
Calor específico	$C_{pa} = 4,18$ [KJ / Kg·K]
Flujo másico	$m_a = 0,13$ [Kg/s]

Tabla 3-47; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)

Temperatura de entrada	$T_{iv} = 105$ [°C]
Temperatura de salida	$T_{ov} = 60$ [°C]
Presión de entrada	$P_v = 620$ [kPa]
Entalpía	$h_{fg} = 2432,22$ [KJ/Kg]

- **Resultados**

Tabla 3-48; Resultados obtenidos para consumo máximo con precalentamiento y mejor escenario.

Flujo másico del vapor	$m_v = 0,009$ [Kg/s]
Diferencia de temperatura media	$\Delta T_{ML} = 25,79$ [°C]
Eficiencia en el intercambiador	$\varepsilon = 48$ %
Eficiencia de segunda ley	$\varepsilon = 31$ %

3.9.6.6. Cálculos térmicos consumo mínimo (peor escenario)

- **Datos de proceso ($m_a = 468$ kg/h)**

Tabla 3-49; Datos del fluido agua con precalentamiento (Coraza)

Temperatura de entrada	$T_{ia} = 23,25$ [°C]
Temperatura de salida	$T_{oa} = 64$ [°C]
Variación de temperatura	$\Delta t = 41,75$ [°C]
Calor específico	$C_{pa} = 4,18$ [KJ / Kg·K]
Flujo másico	$m_a = 0,13$ [Kg/s]

Tabla 3-50; Datos del fluido caliente vapor (Tubos)

Temperatura de entrada	$T_{iv} = 105$ [°C]
Temperatura de salida	$T_{ov} = 60$ [°C]
Presión de entrada	$P_v = 620$ [kPa]
Entalpía	$h_{fg} = 2432,22$ [KJ/Kg]

- **Resultados**

Tabla 3-51; Resultados obtenidos para consumo máximo con precalentamiento y peor escenario.

Flujo másico del vapor	$m_v = 0,010$ [Kg/s]
Diferencia de temperatura media	$\Delta T_{ML} = 27,95$ [°C]
Eficiencia en el intercambiador	$\varepsilon = 51$ %
Eficiencia de segunda ley	$\varepsilon = 28$ %

3.10. Indicadores energéticos con propuesta de mejora

Para el cálculo de indicadores se tomará en consideración los consumos de vapor, consumos de agua caliente sanitaria y consumo de DIESEL en la caldera de vapor.

- A continuación se muestra los datos de consumo de vapor y producción de agua con precalentamiento en el mejor escenario.

Tabla 3-52; Datos de producción de agua caliente sanitaria en (kg/h) mejor escenario.

Condición	Consumo vapor kg/h	Producción ACS kg/h
Máximo	46,5	648
Normal	37,9	540
Mínimo	33	468

Tabla 3-53; Datos de producción de agua caliente sanitaria en (kg/s) mejor escenario.

Condición	Consumo vapor kg/s	Producción ACS kg/s
Máximo	0,013	0,18
Normal	0,011	0,15
Mínimo	0,009	0,13

Encontramos los consumos de DIESEL para cada condición de nuestro análisis con precalentamiento de agua.

Tabla 3-54; Consumo de DIESEL con respecto al consumo de vapor para cada condición.

Condición	Consumo vapor (kg/h)	Consumo DIESEL (m³/h)	Consumo DIESEL (lts/h)	Consumo DIESEL (gal/h)
Máximo	46,5	0,0033	3,32	0,88
Normal	37,9	0,0027	2,71	0,72
Mínimo	33	0,0024	2,36	0,62

Indicadores:

Conocidos los consumos en galones por hora, conoceremos el consumo anual de fuel oil para calentamiento de agua caliente sanitaria con precalentamiento en mejor escenario.

Tabla 3-55; Consumo de DIESEL en galones por año, con precalentamiento y mejor escenario

Condición	Consumo DIESEL [gal/año]
Máximo	3843,11
Normal	3132,34
Mínimo	2727,37

Ahora detallamos el costo del DIESEL quemado durante todo el año, tomando en cuenta el precio actual del galón de combustible que se encuentra en USD 1,03.

Tabla 3-56; Costo anual de DIESEL, con precalentamiento y mejor escenario

Condición	Costo (USD) DIESEL año
Máximo	3958,40
Normal	3226,31
Mínimo	2809,19

Conocidos los datos de consumo de vapor y tasa de emisión máxima de CO, encontramos los datos de emisión de CO para cada condición de nuestro análisis y en el mejor escenario.

Tabla 3-57; Consumo de vapor con respecto a la tasa de emisión de CO para cada condición y mejor escenario.

Condición	Consumo vapor (kg/h)	Tasa de emisión de CO (mg/kWh)
Máximo	46,5	2,31
Normal	37,9	1,88
Mínimo	33	1,64

- A continuación se muestra los datos de consumo de vapor y producción de agua con precalentamiento en el peor escenario.

Tabla 3-58; Datos de producción de agua caliente sanitaria en (kg/h) peor escenario.

Condición	Consumo vapor kg/h	Producción ACS kg/h
Máximo	52,5	648
Normal	43,05	540
Mínimo	37,49	468

Tabla 3-59; Datos de producción de agua caliente sanitaria en (kg/s) peor escenario.

Condición	Consumo vapor kg/s	Producción ACS kg/s
Máximo	0,015	0,18
Normal	0,012	0,15
Mínimo	0,010	0,13

Encontramos los consumos de DIESEL para cada condición de nuestro análisis con precalentamiento de agua en peor escenario.

Tabla 3-60; Consumo de DIESEL con respecto al consumo de vapor para cada condición y en peor escenario.

Condición	Consumo vapor (kg/h)	Consumo DIESEL (m ³ /h)	Consumo DIESEL (lts/h)	Consumo DIESEL (gal/h)
Máximo	52,5	0,0038	3,75	0,99
Normal	43,05	0,0031	3,08	0,81
Mínimo	37,49	0,0027	2,68	0,71

Indicadores:

Conocidos los consumos en galones por hora, conoceremos el consumo anual de fuel oil para calentamiento de agua caliente sanitaria con precalentamiento en peor escenario.

Tabla 3-61; Consumo de DIESEL en galones por año, con precalentamiento y peor escenario

Condición	Consumo DIESEL [gal/año]
Máximo	4338,99
Normal	3557,97
Mínimo	3098,45

Ahora detallamos el costo del DIESEL quemado durante todo el año, tomando en cuenta el precio actual del galón de combustible que se encuentra en USD 1,03.

Tabla 3-62; Costo anual de DIESEL, con precalentamiento y peor escenario

Condición	Costo (USD) DIESEL año
Máximo	4469,16
Normal	3664,71
Mínimo	3191,41

Conocidos los datos de consumo de vapor y tasa de emisión máxima de CO, encontramos los datos de emisión de CO para cada condición de nuestro análisis y en el mejor escenario.

Tabla 3-63; Consumo de vapor con respecto a la tasa de emisión de CO para cada condición y mejor escenario.

Condición	Consumo vapor (kg/h)	Tasa de emisión de CO (mg/kWh)
Máximo	46,5	2,31
Normal	37,9	1,88
Mínimo	33	1,64

Conocidos los datos de consumo de vapor y tasa de emisión máxima de CO, encontramos los datos de emisión de CO para cada condición de nuestro análisis y en el peor escenario.

Tabla 3-64; Consumo de vapor con respecto a la tasa de emisión de CO para cada condición y peor escenario.

Condición	Consumo vapor (kg/h)	Tasa de emisión de CO (mg/kWh)
Máximo	52,5	2,61
Normal	43,05	2,14
Mínimo	37,49	1,86

3.11. Análisis de resultados.

En la siguiente figura se observa la variación del consumo de vapor con precalentamiento y sin precalentamiento para los tres tipos de consumos obteniendo la misma producción de agua caliente sanitaria.

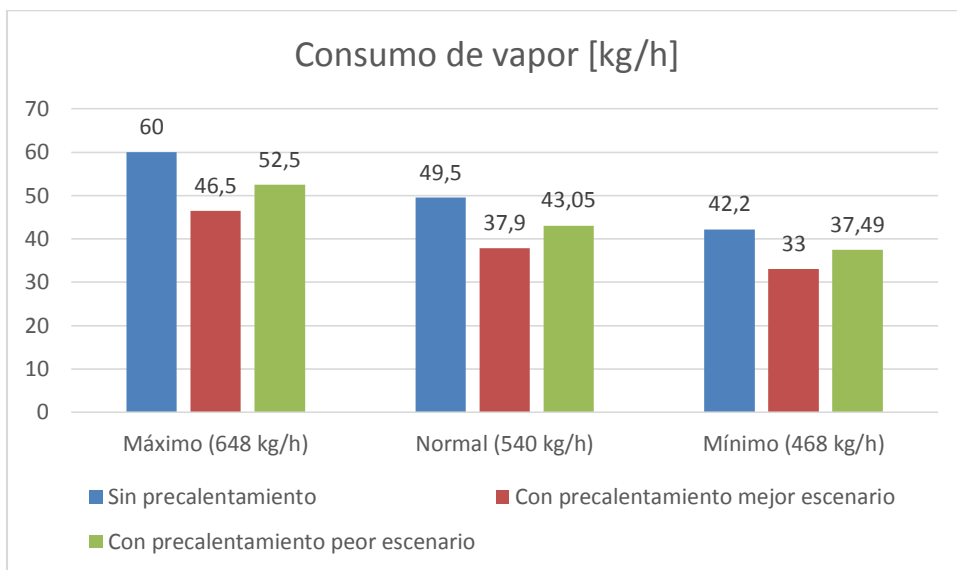


Figura 3-19; Variación del consumo de vapor en el intercambiador.

En la siguiente figura se detalla el consumo de DIESEL en galones por hora de la caldera para la producción de agua.

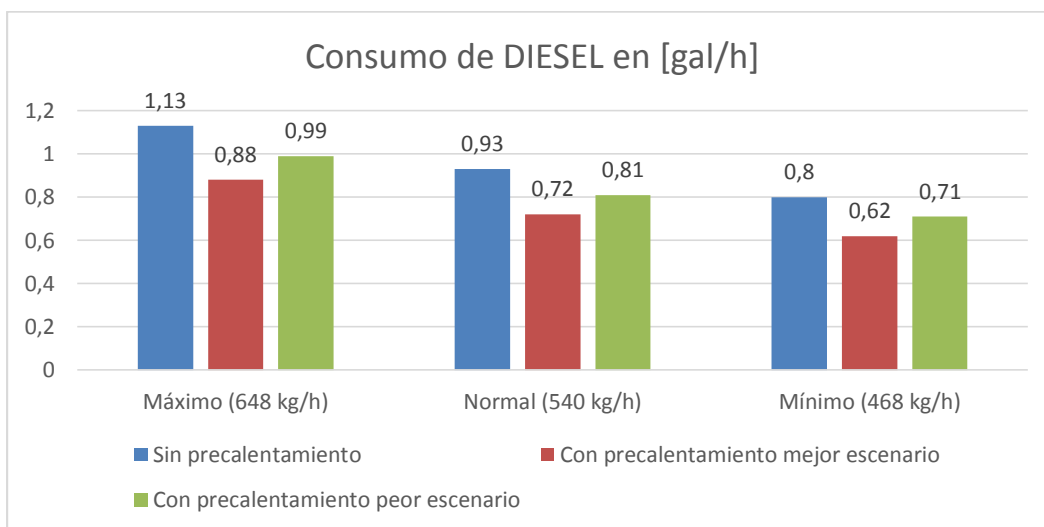


Figura 3-20; Variación del consumo de DIESEL en (gal/h)

En la siguiente figura se detalla el consumo de DIESEL en galones por año de la caldera para la producción de agua según los tres tipos de consumo de agua caliente sanitaria.

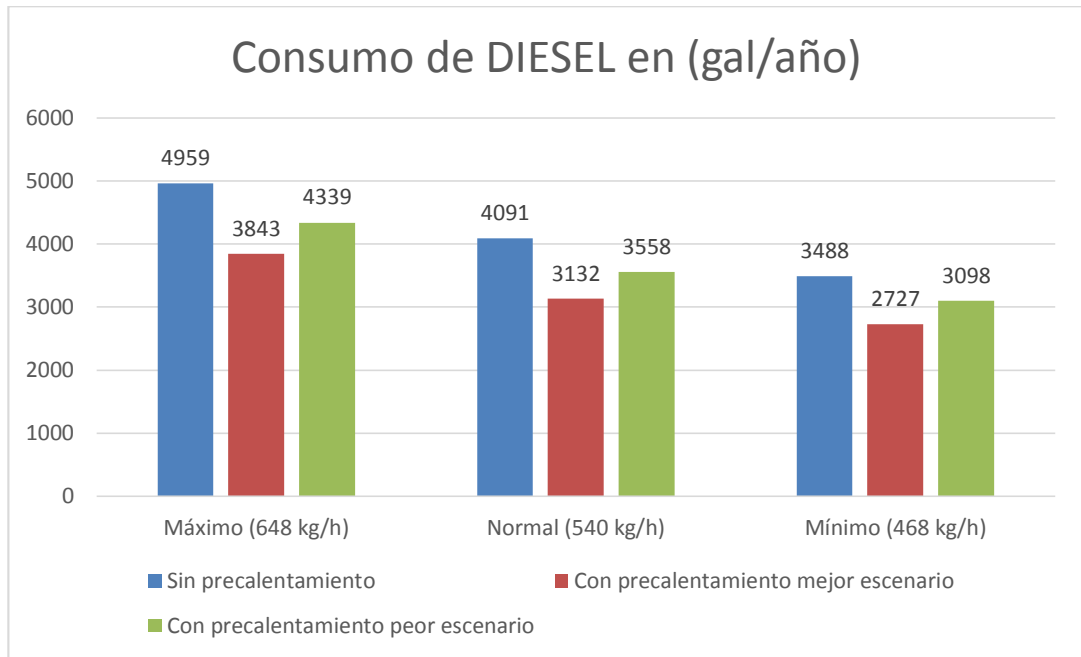


Figura 3-21; Variación del consumo de DIESEL en (gal/año).

En la siguiente figura se da el costo en dólares que se gasta en DIESEL al año para la producción de agua sin precalentamiento y con precalentamiento del agua.

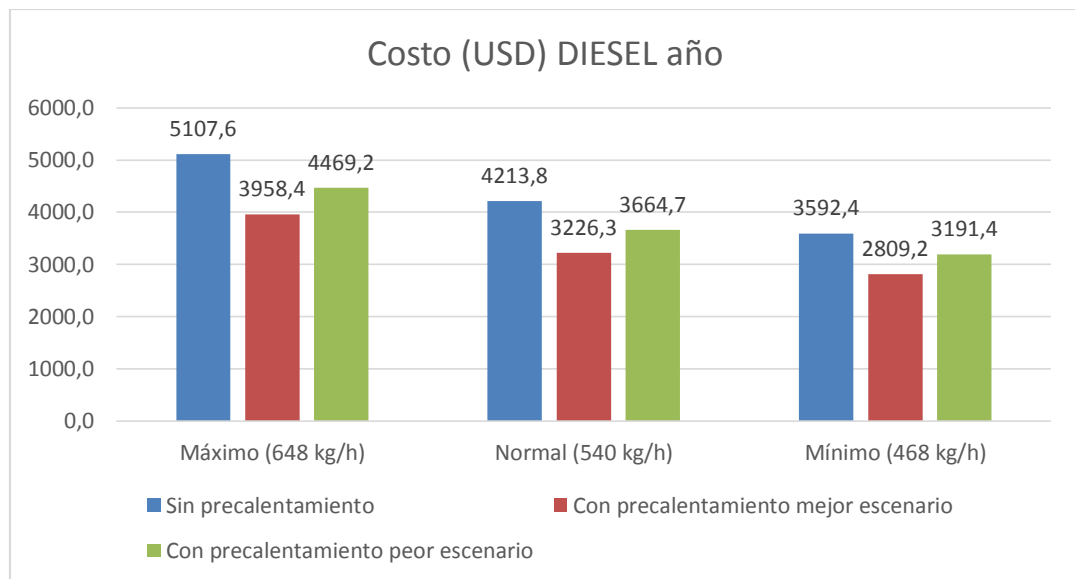


Figura 3-22; Variación del costo de DIESEL al año.

En la figura se muestra la variación de la eficiencia del intercambiador para los tres tipos de consumos, con precalentamiento y sin precalentamiento del fluido.

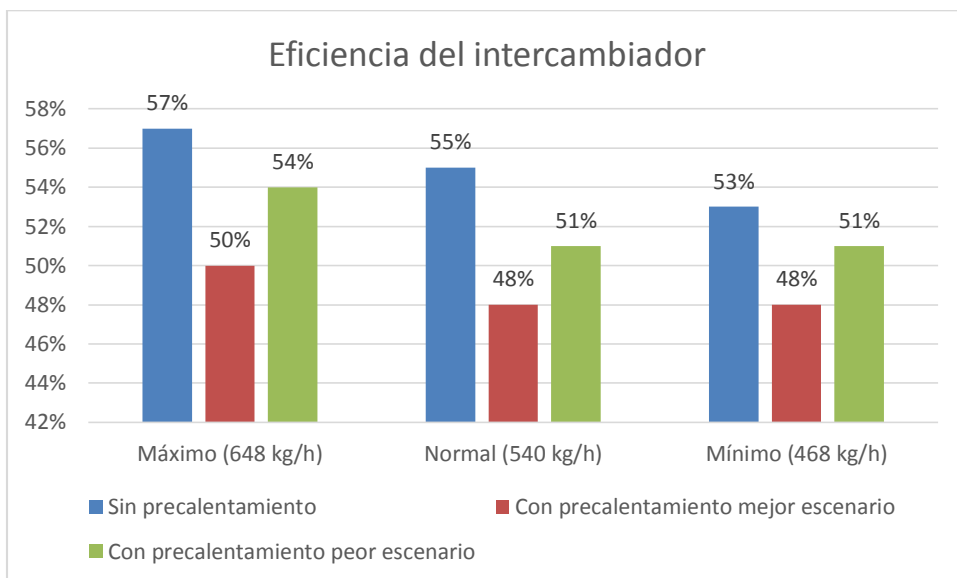


Figura 3-23; Variación de la eficiencia del intercambiador.

En la siguiente figura se muestra la variación de la eficiencia de segunda ley del intercambiador para los tres tipos de consumos, con precalentamiento y sin precalentamiento del fluido.

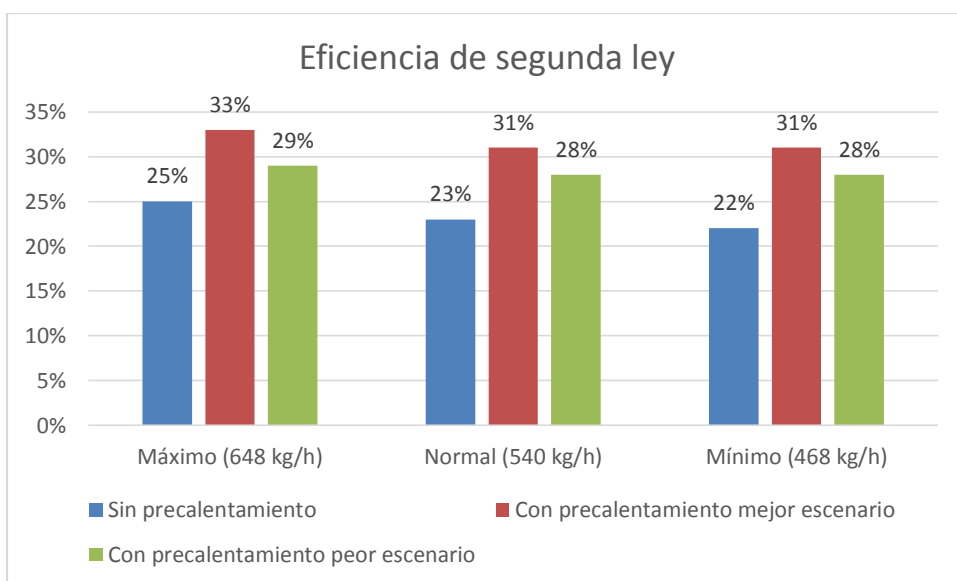


Figura 3-24; Variación de la eficiencia de segunda ley.

En la siguiente figura se muestra la variación de emisión de CO con respecto a cada caso.

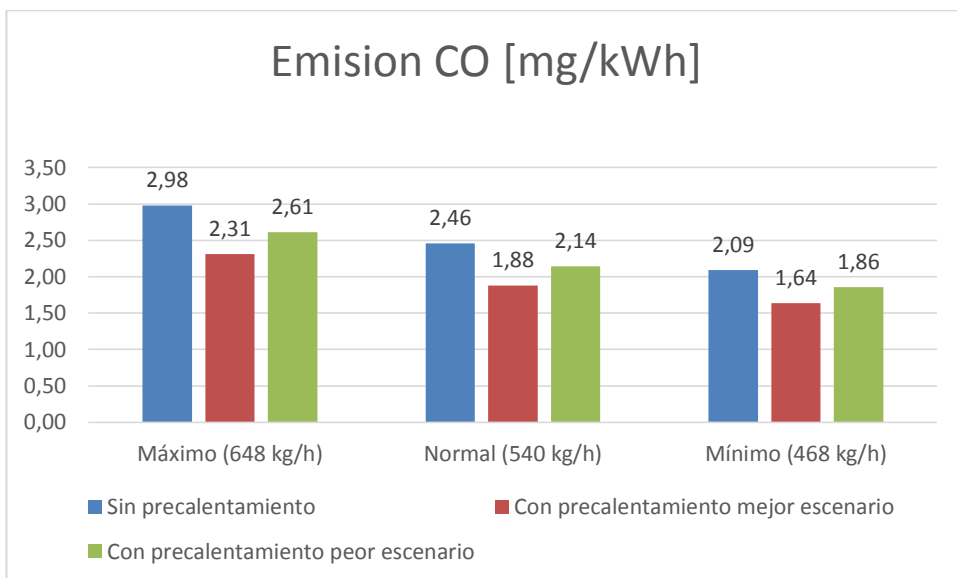


Figura 3-25; Variación de la tasa de emisión de CO.

4. CAPÍTULO 4: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- Las pérdidas por convección natural obtenidas fueron de 1,06 kW, que representa tan solo el 2,5%, por lo tanto se le considera al intercambiador de calor como adiabático para los cálculos.
- Se analizó para un consumo máximo, normal y mínimo, tomando en cuenta el número de empleados (118 personas) y camas hospitalarias disponibles (64 camas), los datos tomados para cada consumo según el número de personas son variables ya que son datos impredecibles y por lo tanto fueron asumidos, se lo hizo partiendo de condiciones de operación para consumos de vapor entre 42 kg/h a 60 kg/h
- Se obtuvieron eficiencias en el intercambiador de 53% a 57%, que se encuentran dentro del rango normal de funcionamiento.
- Las eficiencias de segunda ley están entre 22% y 25%.
- Los indicadores de consumo de agua caliente sanitaria al día están entre 3949 litros y 7776 litros.
- Se obtuvo un consumo de DIESEL diario entre 9,56 gal y 13,59 gal, lo que representa un gasto en combustible diario de USD 9,84 y USD 13,99.
- La propuesta de mejora consta en un precalentamiento previo a una parte o porcentaje del agua que ingresa al intercambiador, consta de 5 colectores solares de tubos de polipropileno, en el precalentamiento se podrían obtener temperaturas entre 29,5°C y 39,5°C, en el peor y mejor escenario respectivamente, de esta manera se reduce el consumo de DIESEL diario entre 7,47 gal y 10,53 gal en el mejor escenario y para el peor escenario entre 8,49 gal y 11,89 galones.
- El presente análisis con la propuesta de mejora, se enfoca en disminuir el consumo de indicadores energéticos, como lo es el consumo de DIESEL, mas no en mejorar la eficiencia del intercambiador.
- La contaminación ambiental por emisiones de CO están entre 2,09 mg/kWh y 2,98 mg/kWh, reduciéndose con la propuesta de mejora entre 1,64 mg/kWh y 2,31 mg/kWh en el mejor escenario.

4.2. Recomendaciones

- Se recomienda para futuros estudios realizar mediciones de caudales y pérdidas por accesorios.
- Analizar y respaldar los cálculos mediante la utilización de un software de simulación o cálculos para diferentes temperaturas y consumos de vapor.
- Realizar un estudio para mejorar la eficiencia del intercambiador de calor para obtención de agua caliente sanitaria.
- Cambiar la configuración del intercambiador, aplicando los diversos tipos que existen según la norma TEMA (Tubular exchanger manufacturers association), y obtener su eficiencia y consumos.
- Revisar fugas o pérdidas de calor en diversos puntos del sistema, con la utilización de equipos electrónicos, como la cámara termográfica.

Bibliografía

- [1] A. SIMON, Hidraulica basica, México: LIMUSA, 1991.
- [2] Fundación de la energía de la comunidad de Madrid FENERCOM, Guía de la termografía infrarroja, Madrid, 2011.
- [3] Y. CENGEL, Transferencia de calor, México: McGraw-Hill / Interamericana, 2004.
- [4] F. INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, México: Pearson, 2005.
- [5] NORMA TEMA, Standars of the tubular exchanger manufacturers association, New York, 1999.
- [6] [En línea]. Available: <http://www.ejbowman.co.uk/products/ExhaustGasHeatExchangers.htm>.
- [7] Y. CENGEL, Termodinámica, México: McGraw-Hill, 2009.
- [8] International Energy Agency IEA, Energy Efficiency Indicators: Fundamental on Statistics, Paris, 2014.
- [9] S. R. Peña Valencia, «Estudio de aislantes térmicos para cubeirta en paneles solares plásticos y su influencia sobre la eficiencia para el calentamiento de agua aprovechando la energia solar absorbida en la ciudad de Ambato,» Ambato, 2014.
- [10] S. P. Cabrera Anda, «Evaluacion de pérdidas térmicas en el sistema de generación y dsitribución de vapor del Hospital Dr. Julio Enrique Paredes Unidad Oncologica SOLCA Tungurahua año 2014 propuesta para optimización del aprovechamiento energético,» 2016.
- [11] Instituto para la diversificación y ahorro de la energía IDAE, Guía sobre instalaciones centralizadas de calefacción y agua caliente sanitaria (ACS), Madrid, 2008.
- [12] S. KAKAC, Heat Exchangers Seleccion, rating and Thermal design, Florida: Crc Press, 2002.
- [13] R. GILES, Mecánica de los fluidos e hidráulica, Madrid: McGraw - Hill, 2003.

- [14] FLUKE, Introducción a los principios de la Termografía, Países Bajos: ATP, 2009.
- [15] Instituto para la diversificación y ahorro de la energía IDAE, Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios, Madrid, 2007.
- [16] Instituto para la diversificación y ahorro de la energía IDAE, Guía Técnica agua caliente sanitaria central, Madrid, 2010.
- [17] Instituto para la diversificación y ahorro de la energía IDAE, Puesta en marcha de instalaciones según el reglamento de instalaciones térmicas en edificios., Madrid, 2014.
- [18] Instituto para la diversificación y ahorro de la energía IDAE, Uso eficiente de energía en calderas y redes de fluidos, Madrid, 1998.
- [19] NORMA ISO 50001, Sistemas de gestión de la energía, Suiza: Copant, 2011.

ANEXOS

Anexo A: Lista de chequeo; Fuente Ing. Nelson Solís

LISTA DE CHEQUEO

Datos informativos:

Lugar:	“Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua Dr. Julio Enrique Paredes C.”
Dirección:	Av. Alfredo Coloma s/n y Enrique Sánchez Sector Izamba
Área:	Mantenimiento
Responsable:	Ing. Nelson Solís
Fecha:	20 de Noviembre del 2015

¿Cuál es el tiempo total de uso del sistema de agua caliente sanitaria?

Años

¿Qué tipo de aislamiento utilizan las tuberías?

Lana de vidrio Lana de roca
Chaqueta Recubrimiento

¿Cuál es el consumo promedio mensual del establecimiento de agua caliente sanitaria?

m^3

¿Posee cisternas de almacenamiento de agua en la institución?

Numero

Cisterna 1 Capacidad m^3

Cisterna 2 Capacidad m^3

Cisterna 3 Capacidad m^3

¿Cuál es la duración de la reserva de agua de las cisternas?

Número de días

¿Disponen de algún sistema de apoyo para calentamiento de agua que use energías alternativas?

Si

No

Especifique

Responsable: Ing. Nelson Solís (Jefe de Mantenimiento)

Investigador: Cabrera López Pablo Sebastián

Fecha: 20 de Noviembre del 2015

Anexo B: Mediciones realizadas

DESCRIPCIÓN	PRESIÓN (Kpa)	TEMP. (°C)
Datos ambientales en la casa de máquinas.	74.00	25
Entrada de vapor	620.53	105
Salida de vapor		60
Entrada de agua	413.58	17
Salida de agua caliente	138.00	67
Salida de vapor en la caldera	700	150

DESCRIPCIÓN		TEMP. (°C)
Temperatura superficial exterior del calentador		
	Mínimo	23,00
	Máximo	25,00
	Promedio	24,00

DESCRIPCIÓN		TEMP. (°C)
Temperatura superficial tubería de vapor		
	Mínimo	100,50
	Máximo	110,50
	Promedio	105,50

DESCRIPCIÓN		TEMP. (°C)
Temperatura superficial salida de agua caliente		
	Mínimo	64,00
	Máximo	64,50
	Promedio	64,25

Investigador: Cabrera López Pablo Sebastián

Anexo C; Propiedades del aire; Fuente [3]

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., T, °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k, W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /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^{-6}	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 , ν y α 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, 196, 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. Hestermans, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-306067020-8.

Anexo D; Propiedades del agua; Fuente [3]

TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líqu. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líqu. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líqu. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líqu. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265

Anexo E: Catálogo termómetro infrarrojo



Termómetro sin contacto PCE-777

termómetro pequeño y compacto con puntero láser rojo
para la medición sin contacto, no destructiva de la temperatura de superficies

El termómetro sin contacto PCE-777 mide la temperatura de superficies mediante un rayo infrarrojo de forma no destructiva a larga distancia. Este termómetro sin contacto ligero se caracteriza por su manejo muy sencilla y la ayuda de enfoque rojo (rayo láser). De esta manera se puede enfocar precisamente la superficie y registrar la temperatura con el termómetro. El termómetro sin contacto es ideal para el uso en la industria y la artesanía, para el mantenimiento y reparación, por ejemplo en el área de calefacción, ventilación, aire acondicionado, automóviles, el control de equipos eléctricos y armarios eléctricos. El termómetro sin contacto PCE-777 se puede utilizar incluso en circunstancias más adversas y realiza mediciones de manera precisa. La iluminación de fondo de la pantalla del termómetro sin contacto se puede encender y apagar. El termómetro sin contacto dispone de una ayuda de enfoque para la medición de la temperatura sin contacto, precisa y rápida desde una distancia segura a objetos calientes o en movimiento o en áreas de medición difíciles de llegar. El valor de emisión del termómetro sin contacto está fijo en 0,95 lo que cubre el 90 % de todas las mediciones de temperatura. Si tiene más preguntas acerca del termómetro sin contacto, consulte los siguientes datos técnicos, utilice nuestro [formulario de contacto](#) o llámenos al: 902 044 604 para España, +34 967 543 696 para Latinoamérica e Internacional o en el +56 2 29381630 para Chile. Nuestros técnicos e ingenieros le asesorarán con mucho gusto acerca del termómetro sin contacto o cualquier producto de nuestros [sistemas de regulación y control](#), de [equipos de laboratorio](#), de [instrumentos de medida](#) o [balanzas](#) de PCE Ibérica S.L.

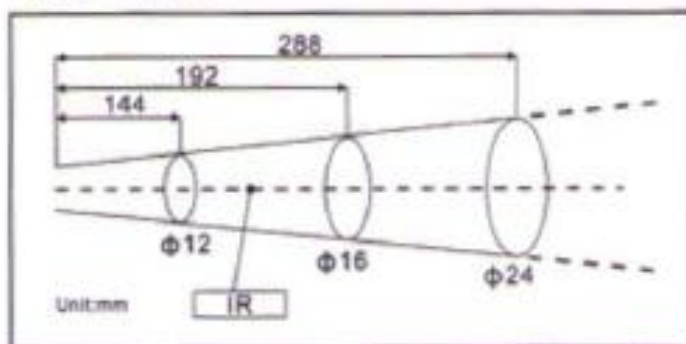


PCE Ibérica S.L. | Mayor 53 – Bajo | 02500 Tobarra (Albacete)
Tel: +34 967 543 548 | Fax: +34 967 543 542 | Email: info@pce-iberica.es
<http://www.pce-iberica.es>



- Rápida secuencia de medición
- Indicación del valor de medición en °C o °F
- Grado de emisión fijo
- Relación de punto de medición 12 : 1
- Desconexión automática
- Alimentación por batería
- Activación del puntero láser
- Construcción compacta y robusta

D:S=12:1



Presentación esquemática de la relación de punto de medición (12 : 1) del "termómetro sin contacto"

Especificaciones técnicas del termómetro sin contacto

Rango de medición de temperatura	-30 ... +330 °C -58 ... +626 °F
Resolución	0,1 °C
Rango espectral	8 ... 14 μm
Precisión	±4 °C (-50 ... 0 °C) ±2 °C (0 ... +330 °C)
Punto de medición (distancia en relación al tamaño del punto de medición)	12 : 1
Grado de emisión (fijo)	0,95
Punto láser / visor láser	Visible solo un punto, potencia <1 mW, longitud de la onda 630...670 nm, clase II
Tiempo de respuesta	< 1 s
Desconexión automática	Después de 20 segundos de inactividad
Indicación sobre rango	"HI": indica exceso en el límite superior de

PCE Ibérica S.L. | Mayor 53 – Bajo | 02500 Tobarra (Albacete)
Tel: +34 967 543 548 | Fax: +34 967 543 542 | Email: info@pce-iberica.es
<http://www.pce-iberica.es/>



Condiciones ambientales

Alimentación

Dimensiones

Peso

temperatura

"LO": indica exceso en el límite inferior de temperatura

Funcionamiento: 0 ... 50 °C, 10 ... 95 % H.r.
Almacenado: -20 ... +60 °C, <80 % H.r.

Batería 9 V

134 x 88,5 x 36 mm

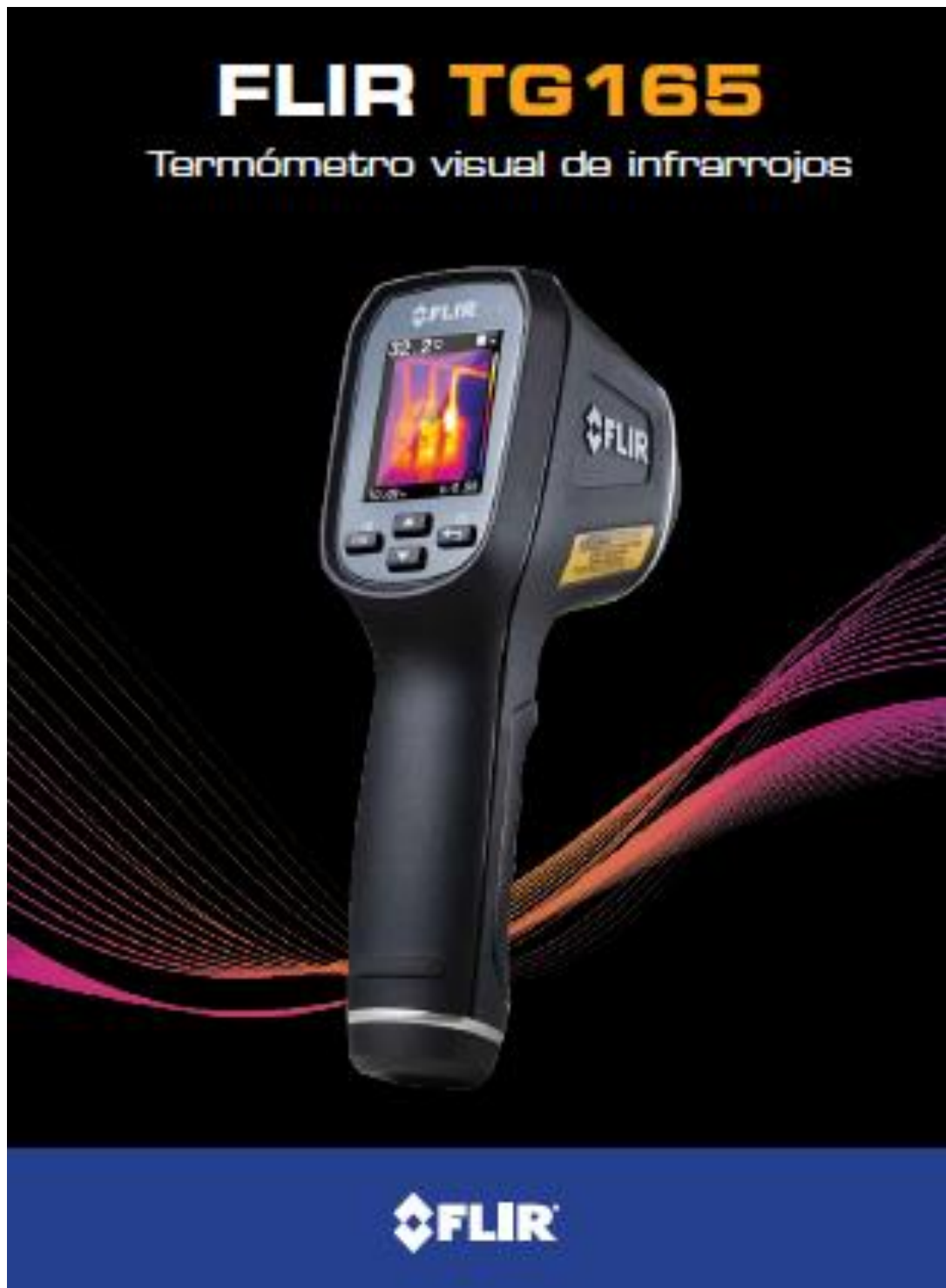
145 g



Contenido del envío del termómetro sin contacto

1 x termómetro sin contacto PCE-777, 1 x batería, instrucciones de uso

Anexo F: Catálogo cámara termográfica



ESPECIFICACIONES

Medida

Precisión	+/- 1,5% o 1,5 °C
Rango	De -25 a 380 °C, de -13 a 716 °F
Emisividad	4 niveles preestablecidos con ajuste personalizado, de 0,1 a 0,99
Dist. a objeto (D:S)	24:1
Resolución térmica	0,1 °C/°F
Tiempo de respuesta	150 milisegundos
Respuesta espectral	De 8 a 14 µm
Láser	Láseres dobles divergentes, enmarca el área de medida de la temperatura

Termografía

Detector de IR	Matriz de plano focal (FPA) microbolómetro FLIR Lepton®
Obturador	Obturador automático integrado
Resolución de imagen (Al x An)	4800 píxeles (80 x 60)
Respuesta espectral	De 8 a 14 µm
Campo de visión (Al x An)	50° x 38,6°
Rango de escena superior	127 °C, 260 °F (400 K)
Sensibilidad térmica	150 mK
Frecuencia de imagen	9 Hz
Paletas de colores	2 (escala de grises, hierro intenso)
Formato de imagen	Bitmap (BMP) con temperatura y emisividad

General

Tamaño de la unidad (L x An x Al)	186 x 55 x 94 mm (7,3 x 2,2 x 3,7 pulg.)
Tipo de pantalla	LCD TFT de 2,0"
Resolución de pantalla (An x Al)	38.720 píxeles (176 x 220)
Batería	Batería de iones de litio recargable mediante micro USB: 3,7 V, 2600 mAh
Apagado automático	Sí, ajustable con deshabilitación
Duración de la batería	Uso típico: Cinco jornadas de 8 horas; uso continuo: 8 horas
Certificaciones	CE/CB/FCC/FDA
Memoria	Tarjeta Micro SD de 8 GB
Temperatura de funcionamiento	De -10 a 45 °C, de 14 a 113 °F
Prueba de caída	Diseñado para 2 metros, 6,5 pies
Montaje en trípode	1/4" - 20 en la base del mango
Garantía	2 años de garantía de producto y 10 años de garantía del detector termográfico si se registra en un plazo de 60 días como máximo a partir de la compra.
Incluye:	Correa para el cuello, cable USB, cargador internacional (US, UK, EU, AU, CN) Tarjeta micro SD de 8 GB, documentación técnica



INFORMACIÓN PARA LOS PEDIDOS

TG165 Termómetro visual de infrarrojos
TA13 Funda protectora EVA para el TG165
TA14 Funda de cinturón para el TG165

BÉLGICA

FLIR Commercial Systems
Luxemburgstraat 2
2221 Mers
Tel: +32 (0) 3652 2100
Fax: +32 (0) 3903 0624
Correo electrónico: flir@flir.com

ALEMANIA

FLIR Systems GmbH
Bermer Strasse 61
D-60457 Frankfurt am Main
Tel: +49 (0)59 85 00 800
Fax: +49 (0)59 85 00 9040
Correo electrónico: flir@flir.com

SUECIA

FLIR Systems AB
Antennvägen 6
SE-751 83
Tel: +46 (0)8 753 25 00
Fax: +46 (0)8 753 23 64
Correo electrónico: flir@flir.com

FRANCIA

FLIR Systems France
20, bd de Beaulieu
77182 Cransac-Beaubourg
Tel: +33 (0)1 60 37 50 02
Fax: +33 (0)1 64 11 37 53
Correo electrónico: flir@flir.com

REINO UNIDO

FLIR Systems UK
2 Kings Hill Avenue - Kings Hill
West Malling
Kent
ME19 4AG
Tel: +44 (0)1732 220 011
Fax: +44 (0)1732 843 707
Correo electrónico: flir@flir.com

ITALIA

FLIR Systems Italy
Via Ludovico Moro, 2
I-20122 Limbiate (MI)
Tel: +39 (0)2 89 49 10 01
Fax: +39 (0)2 89 69 24 08
Correo electrónico: flir@flir.com

PORTLAND

Sede corporativa
FLIR Systems, Inc.
27700 SW Parkway Ave.
Wilsonville, OR 97070
EE. UU.
P# +1 866 477 3687

ESPAÑA

FLIR Commercial Systems
Avenida de Bruselas, 10-9º
28109 Alcobendas (Madrid)
Tel: +34 91 573 48 27
Fax: +34 91 662 97 48
Correo electrónico: flir@flir.com

ORIENTE MEDIO

Dubai Airport Free Zone
Abierto de comercio 14862
Oficina B-22, Street W9-21
Dubai, Emiratos Árabes Unidos
Tel: +971 4 298 6888
Fax: +971 4 298 6888
Correo electrónico: flir@flir.com

RUSIA

FLIR Systems Russia
B M 11, Satkovnikovskiy lane
115114 Moscow
Rusia
Tel: RUSSIA
Fax: +7 495 909 83 02
Correo electrónico: flir@flir.com

www.flir.com
NASDAQ: FLIR



CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

- 1 Termografía real**
- FLIR Lepton proporciona la mejor calidad de imagen de su clase.
- 2 Diseño portátil y ergonómico**
- Empuñadura anatómica y equilibrada.
- 3 Montaje en trípode / Conexión a correa para el cuello**
- 4 Funcionamiento sencillo**
- Botones e iconos de menú intuitivos.
- 5 Robusto y fiable**
- Resistido caídas a 2 metros de altura.
- 6 Punteros láser dobles**
- Enmarca el área de interés.
- 7 Práctico gatillo**
- Congela las imágenes y activa los láseres.
- 8 Almacenamiento de imágenes y de datos**
- Ranura de tarjeta Micro SD más un puerto USB para descargar imágenes y cargar la batería interna.



Problemas de refrigeración



14.4 C 8:0.95

Problemas de refrigeración



46.6 C 8:0.95

Pasillos calientes



Detección de problemas eléctricos

Anexo G: Catalogo caldera Hurst serie 300 (50 BHP)

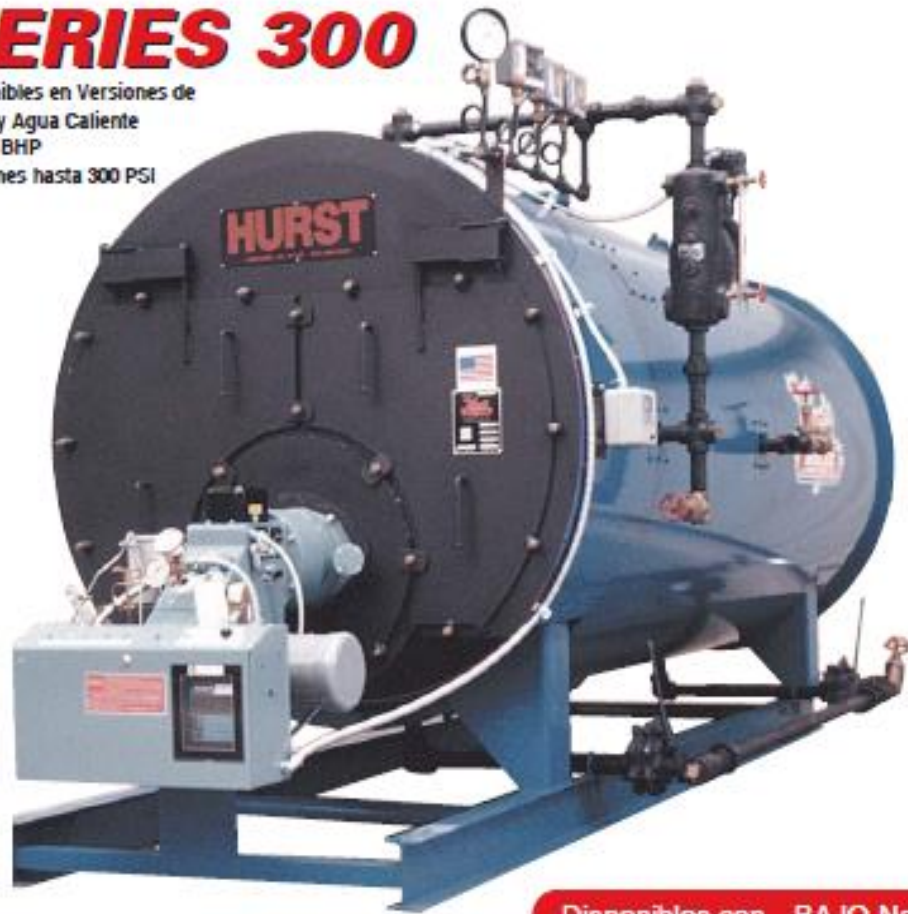


DRY BACK DE TRES PASOS CALDERAS SCOTCH EMPACADAS

■ CALDERAS DE ALTO "RENDIMIENTO" DE HURST ■

SERIES 300

Disponibles en Versiones de
Vapor y Agua Caliente
15-800 BHP
Presiones hasta 300 PSI



Disponibles con...BAJO Nox

- Diseño de Tres Pasos
- Rendimiento Mínimo de 81%
- Puertas Traseras con Serviolas
- Mantenimiento Bajo
- Superficie de Calefacción de 5 sq. ft/HP
- Diseño Duradero
- Construidas Pesadamente

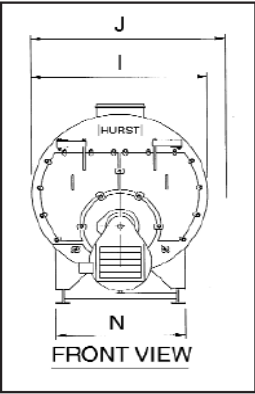
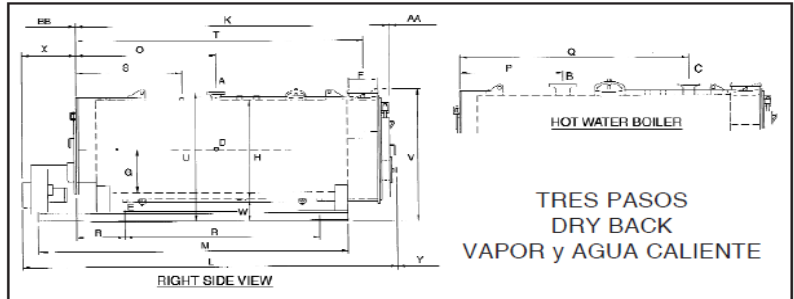
Este producto es una marca por
INDEPENDENT LABORATORIES, INC. y
Brev. de Patente. 



Diseñado, construido y estampado de
acuerdo con los requisitos de el Código
de Calderas de ASME.

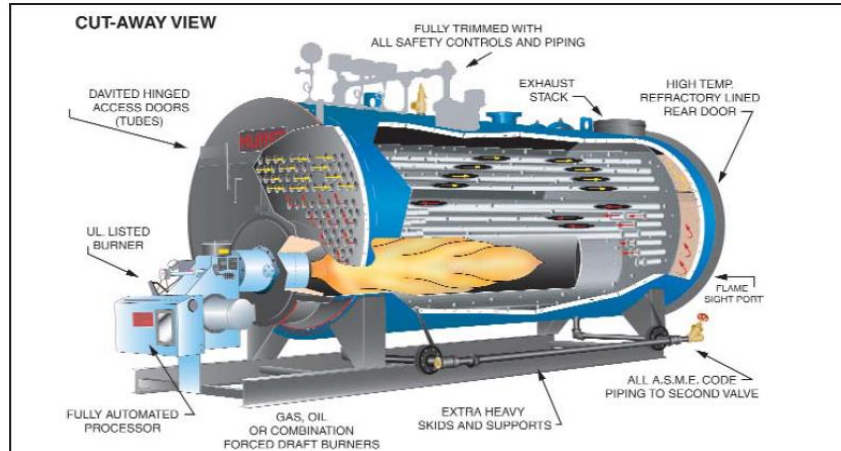


Inspeccionado y Registrado con la Junta
Nacional de Inspectores de Caldera y
Recipientes Presión.



ESPECIFICACIONES DE LA CALDERA
(TODAS LAS MEDIDAS SON EN PULGADAS)

BOILER HORSEPOWER			15	20	25	30	40	50	60	70	80	100
HEATING SURFACE	FIRESIDE	SQ. FT	75	100	125	150	200	250	300	350	400	500
STEAM OUTPUT	FROM 6" @212° F	LB/HR	517	690	862	1035	1380	1725	2070	2415	2760	3450
GROSS OUTPUT		MBH	502	670	837	104	1339	1675	2008	2343	2687	3348
FIRING RATE, GAS	1,000 BTU/DPH	DPH	630	840	1050	1260	1680	2100	2520	2940	3360	4200
FIRING RATE, LP GAS	91,500 BTU	GPH	6.9	9.2	11.5	13.8	18.4	23	27.5	32.1	36.7	45.9
FIRING RATE, #2 OIL	140,000 BTU	GPH	4.5	6	7.5	9	12	15	18	20.7	24	30
FIRING RATE, #5 & #6 OIL	150,000 BTU	SP	4.2	5.6	7	8.4	11.2	14	16.8	19.3	22.4	28
A 'NOTE: 1 STEAM OUTLET SIZE	150 PSI	IN	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	2	2	2 1/2	2 1/2	3
A 'NOTE: 2 STEAM OUTLET SIZE I	15 PSI	IN	2 1/2	3	3	4	4	4	6	6	6	6
B 'NOTE: 2 WATER SUPPLY SIZE	30 PSI	IN	2 1/2	3	3	3	4	4	4	6	6	6
C 'NOTE: 2 WATER RETURN SIZE I	30 PSI	IN	2	2 1/2	3	3	3	3	4	4	4	6
D FEEDWATER CONNECTION		IN	1	1	1	1	1	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
E BLOWDOWN CONNECTION (VESSEL)	BOTTOM	IN	1	1	1	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4	(2) 1 1/2	(2) 1 1/2	(2) 1 1/2
F STACK OUTLET SIZE OD		IN	8	8	10	10	12	12	12	16	16	16
G FURNACE OD		IN	16	16	18	18	20	20	20	24	24	24
H SHELL ID		IN	36	36	42	42	48	48	48	54	54	54
I WIDTH WITHOUT TRIM		IN	44	44	50	50	56 1/2	56 1/2	56 1/2	62	62	62
J WIDTH WITH TRIM		IN	49	49	55	55	61	61	61	66	66	66
K LENGTH, FRONT TO REAR		IN	69	84	78	89	99	119	135	117	129	153
L LENGTH OVERALL		IN	103	118	113	124	134	154	170	155	167	191
M SKID LENGTH		IN	72	90	84	96	102	120	138	117	132	150
N SKID WIDTH		IN	30	30	36	36	40	40	40	44	44	44
O STEAM SUPPLY LOCATION		IN	29	26	30	35	40	48	48	53	53	67
P WATER SUPPLY LOCATION		IN	18	24	23	27	30 1/2	30 1/2	36	36	33	39
Q WATER RETURN LOCATION		IN	45	56	51	59	68	84 1/2	84	78	87	105
R BLOWDOWN LOCATION	15 PSI & UP	IN	18	17	18	18	23	23 1/4	23 1/4	25	25	25 - 66
S 1 1/4" SURFACE BLOW-OFF CONNECTION		IN	41	50	36	53	61	39	40	45	41	51
T STACK OUTLET LOCATION		IN	58	73	68	77	86	106	122	102	114	138



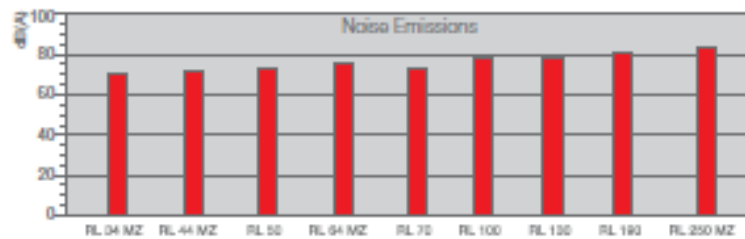
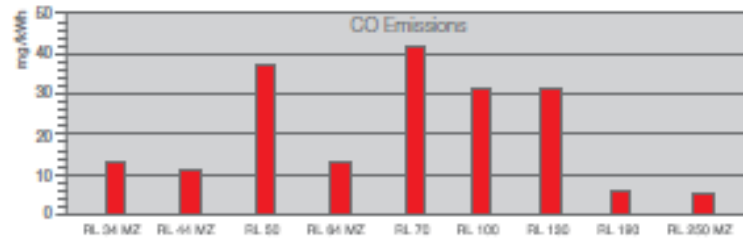
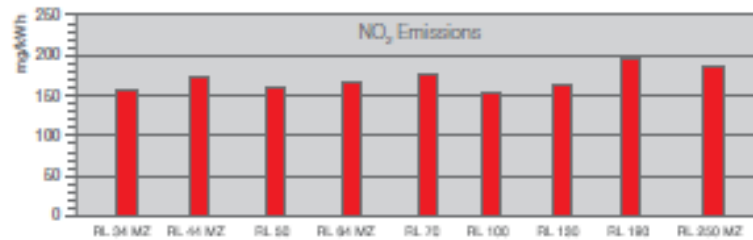
Anexo H: Emisiones de CO del quemador marca Riello serie RL-50

RL Series

Emissions

The emission data has been measured in the various models at maximum output, according to EN 257 standard.

The NO_x emissions of RL 34-44-64-250 MZ models are conforming to the class 2 of EN 257.



Anexo I: Consumos recomendados de agua caliente sanitaria para hospitales.

Fuente: [10]

Criterio de consumo de ACS para diseño de instalaciones		
Tipo de edificio	Litros/día a 60 °C	Energía para T° Red = 15 °C
Viviendas unifamiliares	30 por persona	573 kWh/año persona
Viviendas multifamiliares	22 por persona	420 kWh/año persona
Hospitales y clínicas	55 por cama	1.050 kWh/año cama
Hotel 4*	70 por cama	1.337 kWh/año cama
Hotel 3*	55 por cama	1.050 kWh/año cama
Hotel/Hostal 2*	40 por cama	764 kWh/año cama
Hostal/Pensión 1*	35 por cama	668 kWh/año cama
Camping	40 por emplazamiento	764 kWh/año emplazamiento
Residencias (ancianos, estudiantes, etc.)	55 por cama	1.050 kWh/año cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15 por servicio	286 kWh/año servicio
Escuela	3 por alumno	57 kWh/año alumno
Cuarteles	20 por persona	382 kWh/año persona
Fábricas y talleres	15 por persona	286 kWh/año persona
Administrativos	3 por persona	57 kWh/año persona
Gimnasios	20 a 25 por usuario	477 kWh/año usuario
Lavanderías	3 a 5 por kg de ropa	95 kWh/año kg de ropa
Restaurantes	5 a 10 por comida	191 kWh/año comida
Cafeterías	1 por almuerzo	19 kWh/año almuerzo

Anexo J: Fotografías de temperaturas



Figura 4-1. Temperatura del vapor en la caldera



Figura 4-2. Temperatura del vapor a la salida de la caldera



Figura 4-3. Temperatura del vapor a la entrada del intercambiador.



Figura 4-4. Temperatura de entrada de agua fría al intercambiador