



UNIVERSIDAD TÉCNICA AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TRABAJO EXPERIMENTAL PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**“ANÁLISIS DEL SUMINISTRO DE ENERGÍA PARA EL
CALENTAMIENTO DE AGUA SANITARIA DEL HOSPITAL GENERAL
AMBATO (IESS)”**

Autor: Patricio Camilo Medina López

Tutor: Ing. Jorge Enrique López Velastegui Mg.

AMBATO - ECUADOR

Septiembre – 2023

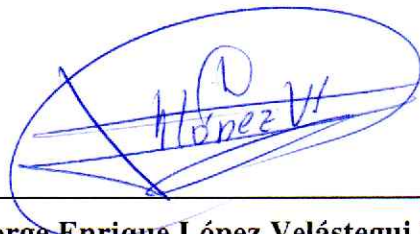
APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de Tutor del Trabajo Experimental, previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, con el tema: “**ANÁLISIS DEL SUMINISTRO DE ENERGÍA PARA EL CALENTAMIENTO DE AGUA SANITARIA DEL HOSPITAL GENERAL AMBATO (IESS)**”, elaborado por el Sr. Patricio Camilo Medina López, portador de la cédula de ciudadanía: C.I. 1803770666, estudiante de la Carrera de Mecánica, de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el presente Trabajo Experimental es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Está concluido en su totalidad.

Ambato, septiembre 2023



Ing. Jorge Enrique López Velástegui Mg.

TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Patricio Camilo Medina López, portador de la cédula de ciudadanía C.I. 1803770666 declaro que todas las actividades y contenidos expuestos en el presente Trabajo Experimental con el tema “**ANÁLISIS DEL SUMINISTRO DE ENERGÍA PARA EL CALENTAMIENTO DE AGUA SANITARIA DEL HOSPITAL GENERAL AMBATO (IESS)**”, así como también los análisis estadísticos, ideas, criterios, tablas, gráficos, conclusiones y recomendaciones son de mi exclusiva responsabilidad como autor del proyecto, a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo.

Ambato, septiembre 2023



Patricio Camilo Medina López

C.I. 1803770666

AUTOR

DERECHOS DE AUTOR

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

Cedo los Derechos en línea patrimoniales de mi Trabajo Experimental, con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento 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, septiembre 2023



Patricio Camilo Medina López

C.I. 1803770666

AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Trabajo Experimental, realizado por el estudiante Patricio Camilo Medina López, de la Carrera de Mecánica bajo el tema: **“ANÁLISIS DEL SUMINISTRO DE ENERGÍA PARA EL CALENTAMIENTO DE AGUA SANITARIA DEL HOSPITAL GENERAL AMBATO (IESS)”**.

Ambato, septiembre 2023

Para constancia firman:



Ing. Santiago Paul Cabrera Anda Mg.
MIEMBRO CALIFICADOR



Ing. Diego Fernando Núñez Núñez Mg.
MIEMBRO CALIFICADOR

DEDICATORIA

Este proyecto y todos los logros van dedicados para mis padres, quienes siempre me han ayudado. Gracias por brindarme su amor y por hacer realidad mis sueños.

A Dani, mi hermana por apoyarme incondicionalmente en este capítulo de mi vida. Me ha impulsado a nunca rendirme y a dar todo de mí.

A Emi, mi novia, que ha recorrido junto a mí en esta etapa académica y siempre estuvo ahí cuando yo lo necesitaba. Gracias por todo el apoyo y la paciencia en cada momento.

A toda mi familia que ha sido mi soporte en el transcurso de los años en la universidad.

AGRADECIMIENTOS

A Dios por guiarme en todo momento.

A los docentes de la carrera de Ingeniería Mecánica de la UTA, por brindarme sus valiosos conocimientos y experiencia profesional.

A mi tutor, Ing. Jorge López, por su amabilidad mostrada a lo largo de este proceso.

Agradezco a mis padres por ser mis pilares fundamentales en mi vida.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

PORTADA.....	i
APROBACIÓN DEL TUTOR.....	ii
AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	iii
DERECHOS DE AUTOR	iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO.....	v
DEDICATORIA.....	vi
AGRADECIMIENTOS	vii
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xv
RESUMEN EJECUTIVO	xvii
ABSTRACT	xviii
CAPÍTULO I.....	1
1. MARCO TEÓRICO.....	1
1.1. Antecedentes investigativos	1
1.1.1. Antecedentes	1
1.1.2. Justificación.....	2
1.2. Objetivos	3
1.2.1. Objetivo General	3
1.2.2. Objetivos Específicos.....	3
1.3. Fundamentación teórica	4
1.3.1. Gestión energética en edificaciones.....	4
1.3.1.1. Descripción de la Norma NTE INEN ISO 50001	4
1.3.1.2. Ciclo de mejora continua	5
1.3.2. Eficiencia Energética	9

1.3.2.1. Dificultades actuales de la energía en edificaciones	10
1.3.2.2. Eficiencia Térmica	10
1.3.3. Fuentes de suministro de energía.....	11
1.3.3.1. Bomba de calor	11
1.3.3.2. Intercambiador de calor.....	18
1.3.3.3. Colectores solares.....	21
1.3.3.4. Aprovechamiento de calor residual en calderas.....	26
1.3.4. Regulación para agua caliente en instalaciones de salud.....	27
1.3.5. Requerimientos técnicos del suministro de agua caliente	28
1.3.5.1. Características del suministro de agua caliente.....	30
1.3.6. Importancia del suministro de agua caliente sanitaria en hospitales	30
1.3.7. Hospital General Ambato IESS	31
CAPÍTULO II	32
2. METODOLOGÍA	32
2.1. Materiales y recursos	32
2.1.1. Recursos humanos	32
2.1.2. Recursos institucionales.....	32
2.1.3. Recursos materiales	32
2.1.3.1. Cámara Termográfica.....	32
2.1.3.2. Pirómetro.....	33
2.1.3.3. Software especializado en proyectos de energía.....	34
2.2. Métodos	34
2.3. Modalidad de investigación.....	35
2.3.1. Investigación Exploratoria.....	35
2.3.2. Investigación Descriptiva	35
2.3.3. Investigación Explicativa.....	35
2.3.4. Investigación Bibliográfica.....	35

2.4. Hipótesis de estudio.....	35
2.4.1. Operacionalización de variables	36
2.5. Procedimiento.....	38
CAPÍTULO III.....	39
3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	39
ETAPA I: CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA PARA EL CALENTAMIENTO DE AGUA	39
3.1. Generación y distribución de vapor.....	39
3.1.1. Caldera	39
3.1.2. Manifold.....	40
3.2. Intercambiador de Calor	40
3.3. Mediciones	41
3.3.1. Longitud de tuberías	42
3.3.2. Diámetros de componentes suplementarios.....	42
3.3.3. Espesores del aislante	43
3.3.4. Medidas de temperatura.....	43
ETAPA II: DETERMINACIÓN DE LA ENERGÍA GENERADA Y APROVECHADA POR EL SUMINISTRO ACTUAL.....	45
3.4. Suministro de energía para ACS	45
3.4.1. Velocidad con la que se desplaza el fluido frío	46
3.4.2. Temperatura de película.....	46
3.4.3. Capacidades caloríficas del fluido frío y caliente.....	48
3.4.4. Razón de capacidad calorífica	48
3.4.5. Calor real.....	49
3.4.6. Calor máximo	49
3.4.7. Eficiencia del intercambiador de calor	49
3.4.8. Incidencia de incrustaciones en la efectividad del intercambiador.....	50

3.4.9. Área de transferencia de calor	50
3.4.10. Número de unidades de transferencia (NTU)	51
3.4.11. Coeficiente de transferencia de calor total.....	51
3.4.12. Coeficientes por convección <i>hint</i>	52
3.4.13. Coeficientes por convección <i>hext</i>	55
3.4.14. Efectividad del intercambiador considerando el factor de incrustación .	56
ETAPA III: ESTUDIO DE OTRAS FUENTES DE CALOR ALTERNATIVAS	57
3.5. Sistema de vapor	57
3.5.1. Potencia total de la caldera.....	57
3.5.2. Demanda térmica de la caldera para ACS.....	58
3.6. Demanda de Agua potable anual	59
3.7. Demanda de ACS anual	59
3.7.1. Demanda energética de ACS anual.....	60
3.7.2. Demanda calorífica del combustible.....	60
3.7.3. Costo por consumo de combustible	61
3.8. Análisis de alternativas de generación térmica para ACS.....	61
3.8.1. Sistema híbrido: Colectores solares térmicos y Bombas de calor.....	61
3.8.1.1. Demanda energética para cubrir con colectores solares	61
3.8.1.2. Demanda energética para cubrir con Bombas de calor.....	62
3.9. Sistema híbrido: Colectores solares y Vapor.....	62
3.10. Bombas de calor.....	63
3.11. Recuperación de calor.....	63
3.11.1. Cálculo del exceso de aire presente en la combustión	63
3.11.2. Relación aire-combustible real	64
3.11.3. Flujo de gases secos	64
3.11.4. Flujo másico del combustible.....	65

3.11.5.	Flujo másico de los gases secos	65
3.11.6.	Recuperación del calor sensible de los gases secos	65
3.11.7.	Flujo volumétrico de los gases secos	66
3.11.8.	Energía térmica recuperada	66
ETAPA IV: COMPARACIÓN DE CADA ALTERNATIVA		67
3.12.	Verificación de Hipótesis.....	72
CAPÍTULO IV		74
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		74
4.1.	Conclusiones	74
4.2.	Recomendaciones	76
BIBLIOGRAFÍA.....		77
ANEXOS		82

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Ejes del SGEN de la norma ISO 50001.....	5
Figura 1.2. Desempeño energético vs tiempo	6
Figura 1.3. Esquema de la eficiencia térmica para una máquina térmica	11
Figura 1.4. Importancia de las bombas de calor.....	11
Figura 1.5. Bomba de calor por compresión de vapor – modo calentamiento.....	12
Figura 1.6. Esquematación de una bomba de calor aire-aire	13
Figura 1.7. Esquema de una bomba de calor aire-agua.....	14
Figura 1.8. Esquematación de una bomba de calor agua-agua	15
Figura 1.9. Sistema de una bomba de calor suelo-aire.....	15
Figura 1.10. Esquema de una bomba de calor suelo-agua	16
Figura 1.11. Partes de una bomba calorífica	17
Figura 1.12. Intercambiador de calor de tubos concéntricos	18
Figura 1.13. a) Flujo paralelo. b) Contraflujo	19
Figura 1.14. Partes de un intercambiador de tubos y carcasa	19
Figura 1.15. Intercambiador de placas de líquido hacia líquido	20
Figura 1.16. Intercambiador de calor compacto de aletas y tubos circulares	21
Figura 1.17. Componentes de un colector de placa plana.....	22
Figura 1.18. Sección transversal de un colector de tubos de flujo directo.....	23
Figura 1.19. Corte transversal de un colector de tubos de flujo indirecto	23
Figura 1.20. Colector parabólico compuesto	24
Figura 1.21. Colector de placa plana evacuado.....	24
Figura 1.22. Colector cilindro-parabólicos	25
Figura 1.23. Esquematación de un colector solar Fresnel.....	26
Figura 1.24. Pérdidas caloríficas en ductos sin aislar	30
Figura 1.25. Hospital General Ambato IESS	31

Figura 2.1. Cámara termográfica de marca Fluke.....	33
Figura 2.2. Pirómetro de marca ESTINK.....	33
Figura 2.3. Flujograma de procesos.	38
Figura 3.1. Caldero N° 03 con su respectiva placa de datos.....	40
Figura 3.2. Distribuidor de vapor.	40
Figura 3.3. Intercambiador de calor del cuarto de máquinas.	41
Figura 3.4. Sistema para la producción y distribución de vapor que se dirige hacia el intercambiador.....	44
Figura 3.5. Esquematización de la entrada y salida de los fluidos frío y caliente en el intercambiador.....	45

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Ejes del SGEN según la norma ISO 50001	6
Tabla 1.2. Elementos fundamentales de los ejes del SGEN	7
Tabla 1.3. Elementos estructurales de los ejes del SGEN	8
Tabla 1.4. Tipos de bombas de calor.	13
Tabla 1.5. Mejoras potenciales y ahorros en los sistemas de vapor.....	26
Tabla 1.6. Consumo y temperatura de agua en aparatos sanitario	30
Tabla 3.1. Características del Intercambiador de calor	41
Tabla 3.2. Longitud de tuberías de conducción de vapor hacia el intercambiador	42
Tabla 3.3. Diámetros de tuberías del sistema térmico para ACS.....	42
Tabla 3.4. Espesores del aislante en las líneas de tuberías del sistema para ACS	43
Tabla 3.5. Temperaturas en el suministro de energía de ACS	43
Tabla 3.6. Descripción de los equipos del esquema.....	44
Tabla 3.7. Datos de entrada del intercambiador de calor	45
Tabla 3.8. Propiedades del agua a 33 °C.	47
Tabla 3.9. Efectos que puede ocasionar el incremento del factor de incrustación sobre la transferencia de calor que se efectúa en el intercambiador.	57
Tabla 3.10. Emisión de Gases	63
Tabla 3.11. Caso propuesto N° 1.	68
Tabla 3.12. Caso propuesto N° 2.	69
Tabla 3.13. Caso propuesto N° 3.	70
Tabla 3.14. Caso propuesto N° 4.	71
Tabla 3.15. Comparación de emisiones de carbono en caso base y caso propuesto N° 1.....	72
Tabla 3.16. Comparación de emisiones de carbono en caso base y caso propuesto N°2.	72

Tabla 3.17. Comparación de emisiones de carbono en caso base y caso propuesto N°
3..... 73

Tabla 3.18. Comparación de emisiones de carbono en caso base y caso propuesto N°
4..... 73

RESUMEN EJECUTIVO

En la primera fase de este estudio, se llevó a cabo la identificación de los equipos que forman parte del proceso para el calentamiento de agua sanitaria en la sala de máquinas del Hospital General Ambato IESS. Estos componentes fueron clasificados de acuerdo a su función, ya sea para la generación, distribución de vapor y el intercambiador el cual es el encargado de aprovechar dicho fluido con la finalidad de añadir calor al agua que luego se distribuye a todos los bloques de la institución.

Para el calentamiento de agua sanitaria del hospital se requiere de 35.526,152 galones de Diesel No 2. por cada año para la generación de vapor. Se realizaron cálculos de las pérdidas del sistema durante el periodo más actual (abril 2022 – julio 2023) con el fin de identificar cualquier anomalía que afecte el funcionamiento de este, mediante el análisis de datos numéricos y cuantificables. Dando como resultado una efectividad del intercambiador del 41,46 por ciento.

Se planteo alternativas de generación térmica para ACS con el propósito de disminuir el consumo de combustibles fósiles, estableciendo cuatro posibles sistemas que cubran la demanda energética, los cuales son: colectores solares térmicos y bombas de calor; colectores solares térmicos y vapor; bombas de calor y por último la recuperación de calor sensible de los gases secos de la chimenea de la caldera. Determinando que la opción más viable son las bombas de calor debido a que cubren el consumo calorífico requerido al año, adicionalmente su retorno de inversión es de menor tiempo en comparación a los otros procesos, debido a que aproximadamente en un año y medio el financiamiento será recuperado.

Palabras clave: Suministro de energía, ACS, generación de vapor, demanda energética, eficiencia energética.

ABSTRACT

In the first phase of this study, the equipment that is part of the process for the heating of sanitary water in the machine room of the Hospital General Ambato IESS was identified. These components were classified according to their function, whether for the generation and distribution of steam and the exchanger, which is responsible for taking advantage of this fluid in order to add heat to the water that is then distributed to all the blocks of the institution.

For the heating of the hospital's sanitary water, 35.526,152 gallons of Diesel No. 2 are required per year for steam generation. Calculations were made of the system losses during the most current period (April 2022 - July 2023) in order to identify any anomalies affecting the operation of the system, by analyzing numerical and quantifiable data. This resulted in an exchanger effectiveness of 41.46 percent.

Thermal generation alternatives for sanitary hot water were proposed with the purpose of reducing the consumption of fossil fuels, establishing four possible systems to cover the energy demand, which are: solar thermal collectors and heat pumps; solar thermal collectors and steam; heat pumps and finally the recovery of sensible heat from the dry gases of the boiler chimney, determining that the most viable option are heat pumps because they cover the calorific consumption required per year, additionally its return on investment is shorter compared to the other processes, because approximately in a year and a half the financing will be recovered.

Key words: energy supply, sanitary hot water, steam generation, energy demand, energy efficiency.

CAPÍTULO I

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Antecedentes investigativos

1.1.1. Antecedentes

Estudios energéticos en edificios hospitalarios han sido significativos con el objetivo de proponer alternativas de mejora, dando como resultado incrementar la eficiencia en cuartos térmicos. En 2019, Shen, Zhao, Ge y Zhou [1] determinaron que en los hospitales existen ciclos en los cuales no se necesita una demanda elevada de vapor/agua para la operatividad del establecimiento, dicho de otra manera una caldera trabaja a un nivel bajo provocando una eficiencia del 20%, por lo cual se propone opciones para aprovechar la energía generada por el sistema, proceso que requiere la instalación de una bomba calorífica de fuente de aire que proporcione agua caliente sanitaria, en relación con las necesidades elementales que solicite el edificio. Estudio que permite comprender una posibilidad de mejora de los suministros de energía y sirve como base teórica para el desarrollo de este proyecto.

La utilización de combustibles fósiles emite el 60% de Gases de Efecto Invernadero (GEI) en todo el mundo, por lo cual es fundamental reducir el impacto ambiental. Según Lannelli, Prieto y Gil [2] el uso racional y eficiente de energía, así como también, el aprovechamiento del mismo son respuestas sostenibles frente a los desafíos energéticos actuales. El volumen de Agua Caliente Sanitaria (ACS) que consume una persona es de aproximadamente $0.056 \text{ m}^3/\text{día}$. Los consumos de gas natural utilizados en agua caliente sanitaria van desde 0.25 hasta $1.5 \text{ m}^3/\text{día}$, dependiendo del suministro empleado para calentar agua. Con el objetivo de incrementar la eficiencia se puede emplear un método híbrido que consta de colectores solares con calefones modulantes que no dependen de un piloto, este sistema tiene un aprovechamiento de energía útil, de tal forma que se podría disminuir hasta $0.21 \text{ m}^3/\text{día}$ el uso de gas natural. Este sistema es una alternativa viable que es menos costosa en comparación al consumo de diésel industrial que necesita una caldera, haciendo que este procedimiento sea más factible para su implementación como suministro de energía en edificaciones.

Las bombas de calor asistidas por energía solar (SAHP, por sus siglas en inglés) son sistemas que operan usando el ciclo termodinámico de refrigeración por compresión de vapor. En 2016, Buker y Riffat [3] las definen como un modelo de bombas de calor en las que se incluye un colector solar térmico el cual es el encargado de atraer la radiación solar y utilizar un fluido de trabajo que puede ser agua o refrigerante. Cuando la radiación solar influye respecto a la superficie/evaporador se origina una transmisión calorífica desde la parte externa del tubo o placa en dirección al fluido lo que ocasiona un incremento de temperatura y cambia el fluido refrigerante de estado líquido a vapor. Este método está direccionado a la generación de agua caliente con el uso racional y eficiente de energía permitiendo reducir el uso de combustibles fósiles y emisiones de CO_2 a la atmosfera.

1.1.2. Justificación

En el entorno internacional, de acuerdo a Lannelli, Prieto y Gil [2] en Argentina se utiliza sistemas híbridos. Considerando que emplean gas y paneles solares para el calentamiento de agua sanitaria. Tomando en cuenta que el uso de combustibles fósiles produce una huella de carbono, dañino para el medio ambiente, por lo que se pretende disminuir la aplicación de dicho elemento. Mediante la asociación de colectores solares con calefones modulantes que requieren de gas sin piloto. Con este método se aspira el uso racional y eficiente de energía, permitiendo reducir los impactos ambientales.

Mientras tanto que, en Cuba, se emplea una combinación de bombas de fuente de aire con colectores solares de placa plana para la obtención de agua caliente sanitaria. Lo cual minimiza el uso de energía primaria en relación con los métodos tradicionales que son utilizados en casi todos los hospitales. Por lo tanto, se garantiza que la eficiencia incremente en los suministros caloríficos y exista una disminución de Gases de Efecto Invernadero (GEI) [4].

Por otro lado, en Cuenca según Calle, Fajardo y Sánchez [5] se usa la energía solar que se recolecta mediante paneles solares de tubos de vacío con el objetivo de obtener ACS. Considerando que esta técnica moderna ayuda a utilizar combustibles fósiles en menor cantidad. La tecnología se introdujo a Ecuador por la importación de países europeos, los cuales son pioneros en el cuidado ambiental. Dicho suministro permite

un desarrollo sostenible, debido a que emplea energías renovables que sustituyen los recursos carburantes.

Por el contrario, en Tungurahua en el Hospital General Ambato (IESS) se utiliza como fuente de energía, el diésel industrial para la generación de vapor que se usa en el intercambiador de calor. Lo que implica que se produce 2.7 kg de CO_2 por cada litro de combustible empleado, es decir este método provoca un impacto negativo en el medio ambiente [6]. Además, el costo del combustible Diesel No.2 de uso industrial y establecido hasta el 11 de mayo de 2023 según PETROECUADOR es de \$3.024 por galón, lo que significa un monto mensual elevado para el uso de este componente. Asimismo, se debe tomar en cuenta que el mantenimiento de las calderas es periódico, lo que de igual manera implica gastos económicos.

Por lo tanto, el presente trabajo busca analizar el sistema de suministro de energía para el calentamiento de agua sanitaria del Hospital General Ambato (IESS), mediante un estudio comparativo de fuentes de calor con la finalidad de cuantificar su viabilidad.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Analizar el suministro de energía para el calentamiento de agua sanitaria del Hospital General Ambato (IESS), mediante un estudio comparativo de fuentes de calor para cuantificar su viabilidad.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Identificar las características de la fuente de energía de suministro actual.
- Determinar la energía generada y aprovechada por el sistema de calentamiento de agua sanitaria.
- Estudiar fuentes de calor alternativas que puedan ser adaptadas al suministro de energía.
- Contrastar los resultados obtenidos y cuantificar la viabilidad de las alternativas analizadas.

1.3. Fundamentación teórica

1.3.1. Gestión energética en edificaciones

En la actualidad es fundamental la conservación de los recursos naturales considerando que son útiles para la generación de energía eléctrica y térmica. La manipulación incorrecta de los recursos energéticos ocasiona procesos ineficaces, obteniendo como consecuencia insumos no deseados los cuales se expulsarán al entorno como contaminantes. Con la ejecución de un sistema de gestión energética se consigue reducir el impacto antropogénico, debido a que está orientado a dos indicadores: la operación de elementos que emplean y transforman energía, así como también, el uso racional de la misma. Posibilitando optimizar procesos y originando el uso energético apropiado para la industria [7].

Las instituciones que realizan un Sistema de Gestión Energético SGEN garantizan una mejora permanente y a la vez cooperan a los proyectos desarrollados por el país, al igual que a la sostenibilidad del mismo.

Los objetivos primordiales de la gestión energética son:

- Inspeccionar y administrar la energía.
- Conseguir un ahorro energético sin responsabilizar la ineficacia de los equipos.
- Incrementar la producción, disminuyendo el gasto energético.
- Reducir impactos ambientales como resultado de la optimización del consumo de energía.
- Mejorar la calidad de las energías aprovechables.

Con el objetivo de implementar una correcta gestión energética en el sector sanitario de hospitales y clínicas es importante identificar las características que establecen cuales son los componentes elementales para conseguir una mejora energética. Las aplicaciones con mayor consumo energéticos son: calentamiento de agua, vapor, iluminación y climatización. Con la implementación de este sistema se logra ventajas las cuales se convierten en ahorros y en un uso racional de la energía.

1.3.1.1. Descripción de la Norma NTE INEN ISO 50001

La Organización Internacional de Estándares ISO (International Organization for Standardization) por sus siglas en ingles es un organismo que ha realizado un gran

número de normativas, en el año 2011 se implementó el estándar con respecto a Sistemas de Gestión de la Energía ISO 50001. El Instituto Nacional Ecuatoriano de Normalización INEN acogió el mismo año la Norma INEN ISO 50001 [8].

El análisis energético de edificaciones posibilita un entendimiento de las características del consumo de energía y su capacidad de ahorro. La ISO 50001 posee una estructura de sistemas y procedimientos eficaces con el propósito de consolidar la administración y el rendimiento energético, todas las entidades pueden aplicar la normativa ya que regula al sector privado como al gubernamental.

En un futuro, se prevé que el uso de la norma ayude a mejorar más del 20% de la eficiencia energética en infraestructuras institucionales, industriales o comerciales ya que es un instrumento fundamental para el desarrollo de SGen [9].

1.3.1.2. Ciclo de mejora continua

La filosofía que utiliza la ISO 50001 consta de cuatro ejes los cuales tienen sus respectivos subcomponentes, en donde existen dos requerimientos que son: fundamentales y de tipo estructural. Es de vital importancia destacar que los ejes de la normativa se encuentran involucrados en estos dos tipos de obligaciones. En la gráfica de a continuación se presenta los ejes del SGen de la norma ISO 50001.

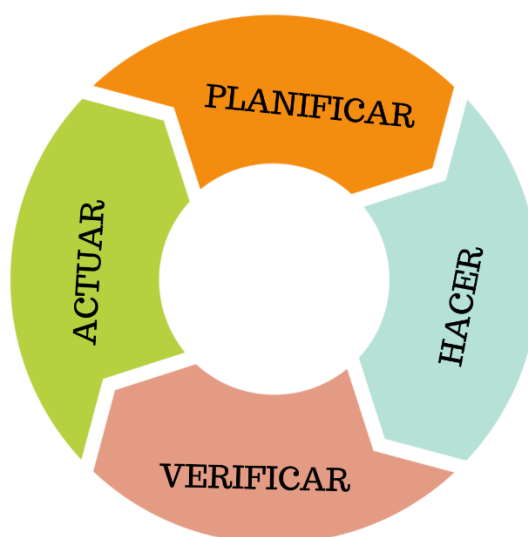


Figura 1.1. Ejes del SGen de la norma ISO 50001.

El manejo energético se centra en la acción, mientras que el SGen consiste en una agrupación de reglamentos que especifican y logran los objetivos de la institución. La

norma ISO 50001 determina cuatro ejes que están asociados con el mejoramiento continuo tanto de la organización como el del país.

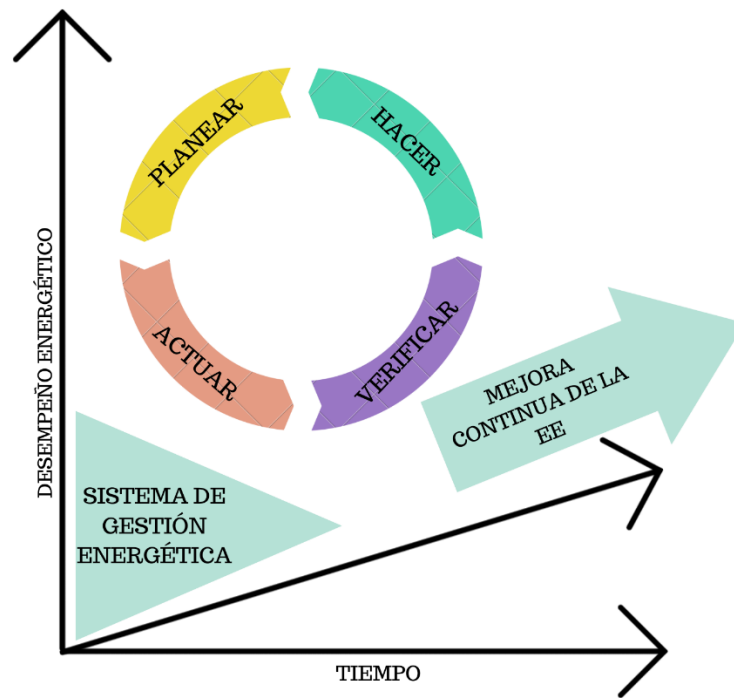


Figura 1.2. Desempeño energético vs tiempo [10].

Con el propósito de obtener un ciclo de mejora continua se presentan los requisitos para la activación de la norma ISO 50001, lo que involucra la normalización de procesos que admitan la reducción del uso de energía. A continuación, se explicará cada uno de los ejes ya que son una parte esencial del SGen.

Tabla 1.1. Ejes del SGen según la norma ISO 50001 [10].

Planificar	Se enfoca en analizar el comportamiento energético de la entidad con el fin de instaurar la política energética, reconociendo los usos complementarios, líneas base y normativa la cual adjudique e identifique planes de Eficiencia Energética, planteando un proyecto con propósitos, metas y planes de acción.
Hacer	Consiste en aplicar protocolos regulares con el objetivo de instruir, inspeccionar y mejorar, es fundamental comprender que la estructura de la entidad y la concientización del personal es primordial en este eje.

Verificar	Inspeccionar y cuantificar procedimientos en relación a las políticas, propósitos y metas de la institución, posteriormente se tiene que enviar un reporte de los resultados a las autoridades del SGEEn para su respectiva evaluación con el objetivo de establecer acciones correctivas y preventivas.
Actuar	Emplear gestiones para mejorar el rendimiento energético en función de los resultados, en esta parte se desarrollan informes los cuales debes ser verificados y aceptados por la alta gerencia.

A continuación, se explicará los dos tipos de requerimientos que son: elementos fundamentales y de tipo estructural.

a. Elementos fundamentales

Corresponden a procesos que son necesarios para identificar y optimizar el rendimiento energético.

Tabla 1.2. Elementos fundamentales de los ejes del SGEEn [10].

Ejes	Elementos fundamentales
Planificación	<ul style="list-style-type: none"> • Auditoría energética • Línea base energética • Indicadores de rendimiento energético • Objetivos y metas energéticas • Plan de acción de gestión energética
Elaboración	<ul style="list-style-type: none"> • Control operacional • Diseño • Sugerencias para la obtención de servicios energéticos
Verificación	<ul style="list-style-type: none"> • Inspección • Medición • Estudio

El eje de acción no posee elementos fundamentales, sin embargo, todos sus subcomponentes son estructurales.

b. Elementos estructurales

De acuerdo con la ideología de la ISO 50001 los elementos estructurales facilitan la estructura con relación a los requerimientos fundamentales y transforman a la gestión energética en un procedimiento sistemático y de inspección.

Tabla 1.3. Elementos estructurales de los ejes del SGE_n [10].

Ejes	Elementos Estructurales
Planificación	<ul style="list-style-type: none"> • Requerimientos generales • Compromiso de la Alta Dirección • Política energética • Planificación energética • Obligaciones legales y de otra índole
Elaboración	<ul style="list-style-type: none"> • Concientización, organización y destreza • Plan de contingencias • Comunicación • Documentación
Verificación	<ul style="list-style-type: none"> • Valoración de leyes y normas legales tanto nacionales como internacionales • Manejo de auditorías • Correcciones, acciones de mejoramiento continuo • Registros de inspección
Acción	<ul style="list-style-type: none"> • Revisar los resultados obtenidos de la gestión por la Alta dirección • Verificar el rendimiento de la gestión por el máximo ente del SGE_n

1.3.2. Eficiencia Energética

La eficiencia energética indica la conformidad o una distinta conexión de magnitud originado entre el resultado en función del rendimiento de servicios, de bienes, los cuales se involucran al ingreso de energía en el proceso de estudio. Para esto, es esencial que en indagaciones se utilice datos de entrada y de salida de energía en el método de análisis, siendo estas necesariamente cuantificables [11].

De la misma manera, el término “eficiencia” es utilizado en el campo de la ingeniería, diseño de estructuras, realización de productos, gestión y demás. En toda esta clasificación, ciertas interpretaciones de eficiencia son hasta cierto punto precisas, por ejemplo, cada vez que se estima el factor de rendimiento en calentadores de agua con el apoyo de un componente térmico, dicho en otras palabras, una bomba de calor. La eficiencia energética involucra acciones que favorezcan la disminución del consumo energético sin privarse del bienestar o responsabilidad económica.

En las edificaciones la implementación de eficiencia energética es necesario con la finalidad de conseguir objetivos acentuados por reglamentaciones que posibiliten disminuir energía en la operatividad de los sistemas y con resultados deseados en el servicio de los usuarios.

Respecto a la energía utilizada en edificios, esta posee un porcentaje significativo de consumo en la matriz energética. En distintos países, se está implementando como una medida obligatoria que en construcciones se debe obtener la certificación de eficiencia energética, con el objetivo de impulsar las inversiones en el uso racional de energía y potencializar el requerimiento de calidad energética de uso en las edificaciones. Es necesario implementar en el levantamiento de viviendas y edificios la eficiencia energética ya que favorece el ahorro de energía y por lo tanto reduce la contaminación por emisiones de CO_2 [12].

La eficiencia energética es un fundamento que se ha agregado como una práctica común en distintos países, debido a los elevados costos de la energía, la reducida disponibilidad de recursos energético no renovables, así como también, las dificultades ambientales ocasionadas por la producción, repartición y uso de energía. Es por esta razón que la eficiencia energética se muestra como una opción para optimizar recursos en el transcurso de toda la cadena energética.

1.3.2.1. Dificultades actuales de la energía en edificaciones

La mayoría de los edificios no incluyen aplicaciones ecológicas y de sostenibilidad, por lo cual el ecosistema siempre se encuentra en constante amenaza. La deficiente aplicación de diseños y normas en la planificación y construcción causa una carencia energética, misma que produce una elevada cantidad de contaminantes al medio ambiente en forma de CO_2 , conjuntamente con el desperdicio de agua y energía eléctrica.

Expertos indican que es esencial cuantificar el consumo energético real de un edificio durante 20 años, no obstante, es complicado que existan medidas de corrección en este sentido. Sin embargo, el propósito es comenzar a construir de manera ecologista y con un consumo energético mínimo, en otras palabras, en la planificación ya tiene que intervenir un ingeniero especialista en eficiencia energética con el objetivo de emplear condiciones naturales de luz, calor y utilizar los elementos, así como también, localizaciones de las construcciones de una forma óptima, tomando en cuenta insolaciones, influencia de viento, entre otros [12].

1.3.2.2. Eficiencia Térmica

La eficiencia térmica corresponde a la relación efectiva entre el ingreso de calor, el cual se transforma en trabajo neto o total. Asimismo, esta fracción se caracteriza por ser una ponderación del rendimiento que muestra el funcionamiento de una máquina térmica [13].

$$\eta_{term} = \frac{W_{salida\ neta}}{Q_{entrada}} \quad (1.1)$$

Donde:

η_{term} : Eficiencia térmica [%].

$W_{salida\ neta}$: Salida neta de trabajo [kW].

$Q_{entrada}$: Ingreso de calor total [kW].

Es importante destacar que los instrumentos o componentes cíclicos trascendentales como: refrigeradores, bombas de calor y máquina térmicas se efectúan considerando un medio el cual disponga una alta temperatura T_H y una diferente con baja temperatura

T_L . (Figura 1.3). De tal forma que, para equilibrar el manejo de estos dispositivos, se determina a Q_H como la proporción calorífica entre el componente en conjunto con el retorno a elevada temperatura y Q_L como la transmisión de calor entre el dispositivo y el medio que sitúa una temperatura reducida [13].

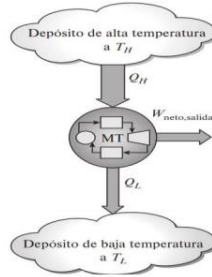


Figura 1.3. Esquema de la eficiencia térmica para una máquina térmica [13].

1.3.3. Fuentes de suministro de energía

1.3.3.1. Bomba de calor

La bomba de calor es una máquina termodinámica que transmite energía en forma calorífica entre dos medios denominados como foco frío y foco caliente. Por lo general, las bombas de calor son usadas en zonas residenciales para calefacción de edificaciones y para la obtención de ACS. Las bombas de calor reversibles son empleadas como un método de refrigeración. Los aspectos que favorecen esta tecnología se especifican en el diagrama que se presenta a continuación.

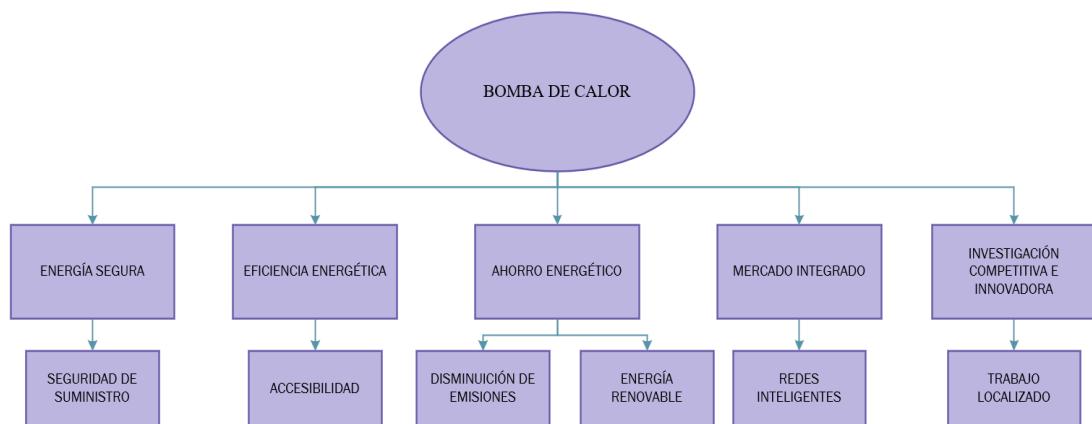


Figura 1.4. Importancia de las bombas de calor [14].

Principio de funcionamiento

La bomba de calor se fundamenta en el ciclo de compresión de vapor. Esta máquina usa un fluido el cual cumple la función de un refrigerante, se caracteriza por estar a baja presión y temperatura en condiciones de evaporación. Por medio del evaporador (intercambiador calorífico exterior), se absorbe la energía de la parte externa disipando el fluido, pasándolo a un estado gaseoso. A través del compresor se aspira el gas refrigerante y se comprime incrementando la presión y temperatura. El gas recalentado se traslada mediante un condensador (intercambiado calorífico interior) en el cual se origina la interacción de calor a partir del refrigerante hacia un medio que puede ser agua o aire [14].

El refrigerante se aleja del condensador en fase líquida y se traslada en dirección a la válvula de expansión, disminuyendo la presión y temperatura del fluido hasta la presión del evaporador con el propósito de continuar con el ciclo.

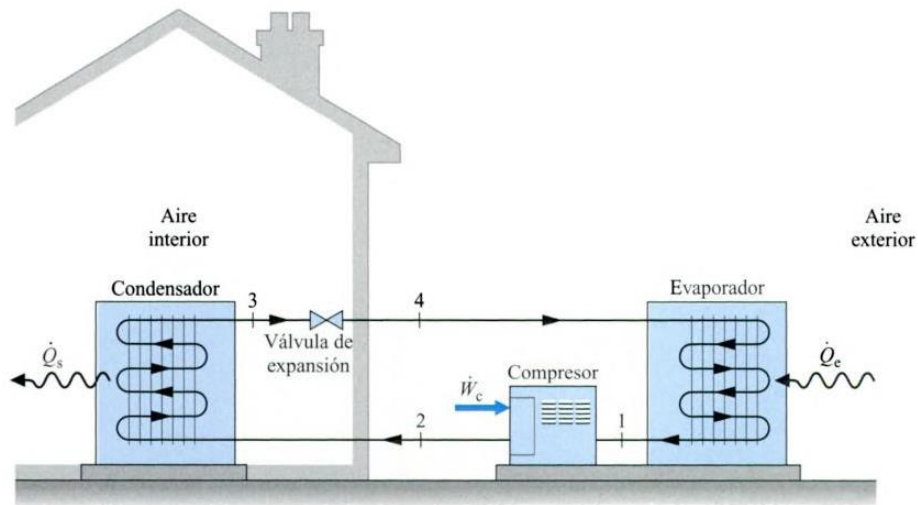


Figura 1.5. Bomba de calor por compresión de vapor – modo calentamiento [15].

Tipos de bombas de calor

Las bombas de calor se clasifican dependiendo de la fuente de absorción energética y el medio que recepta la energía térmica [16]. En la siguiente tabla se resume la categorización de las bombas de calor.

Tabla 1.4. Tipos de bombas de calor.

Fuente	Aire	Aire	Agua	Agua	Suelo	Suelo
Receptor	Aire	Agua	Aire	Agua	Aire	Agua

Bombas de calor aire – aire

Este tipo de bombas emplean el aire atmosférico del ambiente como un suministro de energía térmica, del cual adquieren calor para transmitirlo al interior y calentar de forma directa el aire de un entorno (Ver Figura 1.6.). Estas bombas se usan específicamente para calefacción del ambiente en casas o edificios en donde su temperatura de servicio no traspase los 45 °C [17].

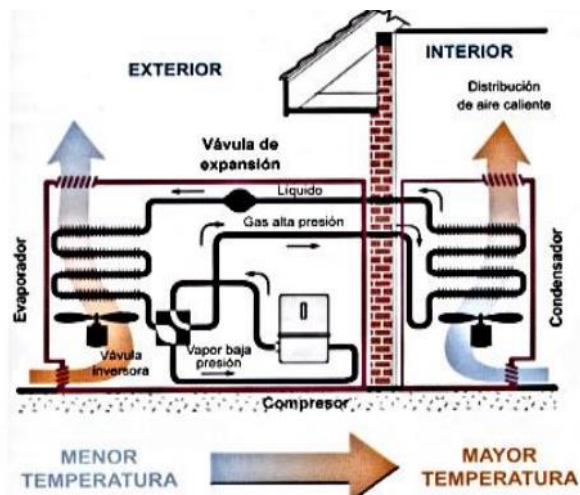


Figura 1.6. Esquematización de una bomba de calor aire-aire [18].

Bombas de calor aire – agua

Este tipo de bomba calorífica aprovecha el aire del exterior y lo entrega a un circuito de agua en el condensador, se añade el equivalente calorífico del trabajo del compresor, incrementando la temperatura del fluido a 30 y 60°C. Se utilizan principalmente en la generación de calefacción y agua caliente sanitaria teniendo en cuenta que se puede conseguir hasta una temperatura de 65°C dependiendo de la temperatura a la que se encuentre el aire del exterior.

Al utilizar este modelo de bomba de calor, el evaporador absorbe calor del aire exterior y transmite calor hacia el condensador el cual junto con la energía que proporciona el compresor aumenta la temperatura del fluido con el objetivo de conseguir agua caliente sanitaria o calefacción. En la figura 1.7 se indica el esquema de la bomba calorífica aire-agua [19].

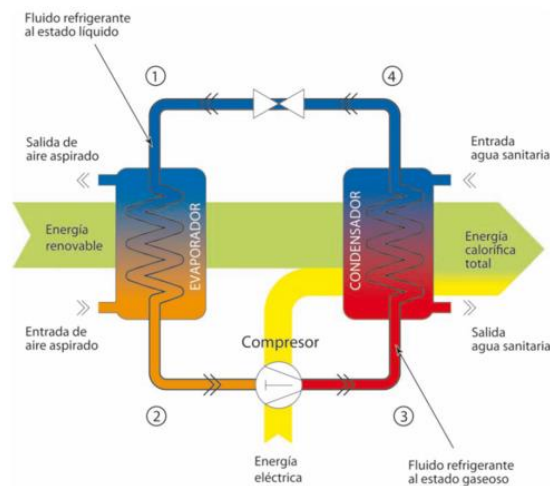


Figura 1.7. Esquema de una bomba de calor aire-agua [18].

Bombas de calor agua – aire

En este sistema se obtiene calor de un suministro de agua natural como pueden ser los ríos, lagos o acuíferos con la finalidad de ceder calor a la parte interna de una edificación estimulando aire caliente. Este tipo de bomba calorífica es empleada para la refrigeración o calefacción. En refrigeración se transmite el calor a la parte externa del agua, ocasionando en el espacio interior aire de manera directa, el fluido que se encuentra a temperaturas elevadas se elimina a través de torres de refrigeración [19].

Bombas de calor agua – agua

Las bombas de calor agua-agua ejecutan un intercambio calorífico con la parte interna y externa por medio de un circuito de agua. Se caracterizan estos modelos de bombas caloríficas por adquirir energía de otros suministros como: lagos, ríos o subsuelos los cuales producen agua caliente. Se utiliza para la producción de agua caliente sanitaria que pueda obtener temperaturas superiores a 60°C [19]. A continuación, se indica el esquema de la bomba calorífica agua-agua (Ver Figura 1.8).

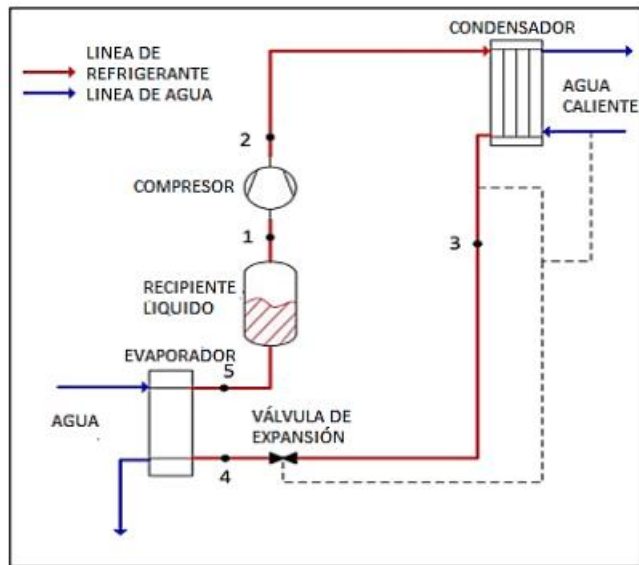


Figura 1.8. Esquematización de una bomba de calor agua-agua [20].

Bombas de calor suelo – aire

El calor de fuentes subterráneas es utilizado por este tipo de bombas caloríficas ya que su temperatura es constante a lo largo de todo el año, en otras palabras, mantiene la misma temperatura en las diferentes estaciones del año.

El suelo como un suministro energético es inmensamente fiable y no genera emisiones que impacten al medio ambiente, el uso eléctrico es prácticamente inexistente para transferir el aire en toda la tubería. Generalmente se utiliza para la calefacción y refrigeración a pesar de que su capacidad calorífica es tan elevada que puede llegar hasta los 60°C. En la figura 1.9 se muestra el sistema de una bomba de calor suelo – aire para calefacción.

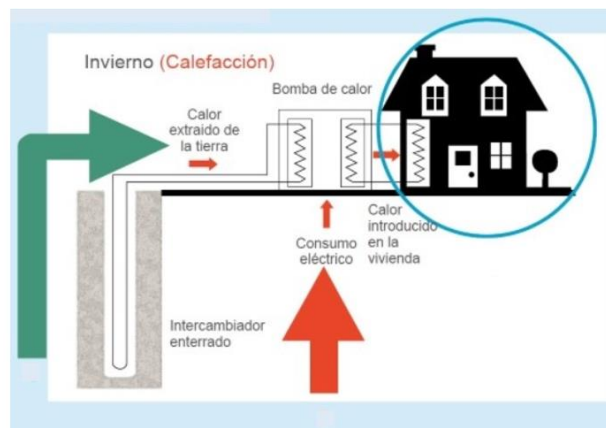


Figura 1.9. Sistema de una bomba de calor suelo-aire [21].

Bombas de calor suelo – agua

El sistema de funcionamiento es parecido al de las bombas de calor suelo-aire, con la diferencia que recircula agua en vez de aire, calentando un circuito de agua que se puede emplear para la generación de agua caliente sanitaria con una temperatura que varía entre los 45 y 65°C. En la figura 1.10 se observa la esquematización de una bomba calorífica de suelo-agua [14].

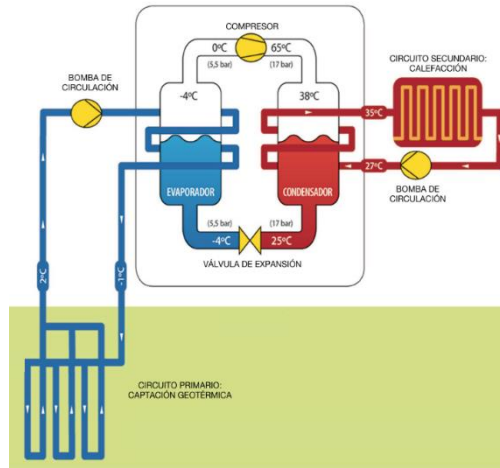


Figura 1.10. Esquema de una bomba de calor suelo-agua [22].

Al utilizar sistema de calefacción la temperatura de salida oscila entre los 35°C a 60°C. Aunque, si la bomba calorífica se usa para la generación de ACS el agua debe encontrarse en una temperatura mayor a 60 °C ya que se puede presentar una bacteria denominada Legionela, la cual es frecuente detectarla en redes de repartición de agua potable, en torres de refrigeración y sistemas de agua caliente o fría que operan a temperaturas inferiores a 60°C [14].

Partes de la bomba de calor

El principio de funcionamiento de una bomba de calor puede esquematizarse en cuatro componentes esenciales los cuales son: compresor, intercambiadores caloríficos (evaporador y condensador) y válvula de expansión como se muestran en la figura 1.11. Cada uno de estos elementos se explicarán con mayor detalle a continuación.

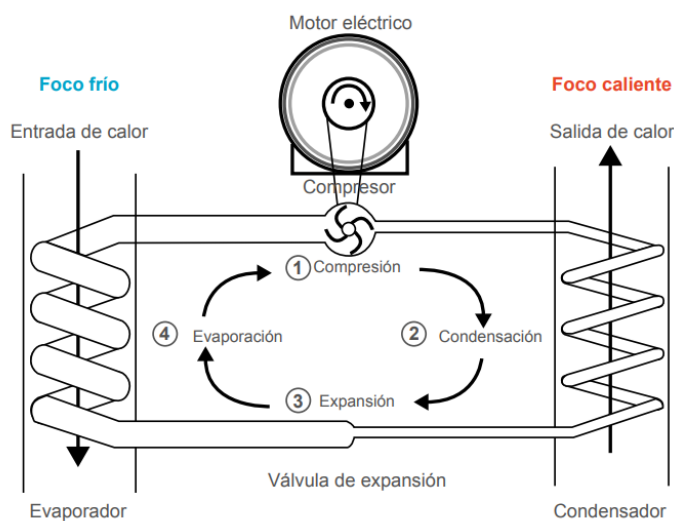


Figura 1.11. Partes de una bomba calorífica [21].

El compresor es el componente mecánico más complejo y delicado ya que debe estar sujeto a inspecciones sistemáticas. Este elemento posibilita incrementar la presión del refrigerante en estado gaseoso y regularmente sobrecalentado, proveniente del evaporador, incluso una presión que facilita el cambio de estado gaseoso a líquido en el condensador, transmitiendo calor al ambiente. Es importante destacar que no se puede aumentar la presión sin elevar la temperatura, por más que el compresor sea idealmente isentrópico [21].

El condensador es un intercambiador calorífico en el que el refrigerante proveniente del compresor en forma de vapor sobrecalentado, a una alta temperatura, transfiere calor a un entorno que puede ser aire o agua. El enfriamiento ocasiona la condensación del fluido. La transmisión calorífica se facilita por la utilización de tubos aleteados o ventiladores si la refrigeración se efectúa por aire. El condensador dispersa la energía que atrapa el evaporador y adicionalmente el elemento térmico del trabajo del compresor [23].

La válvula de expansión es un componente que divide el lado de alta presión y el de baja presión. Su objetivo es doble ya que regula el flujo volumétrico del refrigerante en dirección al evaporador y disminuye la presión del fluido de manera isoentálpica [23].

El evaporador es un componente en el que se produce el efecto frigorífico por ebullición del refrigerante el cual proviene del método de expansión. Es un

intercambiador calorífico, en donde el refrigerante luego de la expansión se sitúa como vapor húmedo, absorbe calor del entorno como: aire, agua u otro elemento con la finalidad de modificar de fase hasta llegar a estado gaseoso. Al incrementar el flujo líquido de igual manera aumentará el efecto frigorífico. Si es un elemento puro o una combinación azeotrópica, el momento en el que origina un cambio de fase, la temperatura del refrigerante permanece constante durante la superficie de intercambio [23].

1.3.3.2. Intercambiador de calor

Son equipos que transmiten energía térmica a partir de un medio de almacenamiento calorífico a un fluido de trabajo o viceversa. La transferencia de calor puede ejecutarse por contacto directo entre los fluidos o mediante una pared la cual separa la fuente y el fluido de trabajo [24]. Existen diferentes tipos los cuales se explicarán a continuación.

Intercambiador de tubos concéntricos

Es el modelo más simple de un intercambiador ya que está conformado por dos tubos concéntricos de distintos diámetros, como se muestra en la figura 1.12, también se lo conoce como intercambiador calorífico de tubo doble, en el cual uno de los fluidos se desplaza por el tubo de menor diámetro, mientras que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos [25].

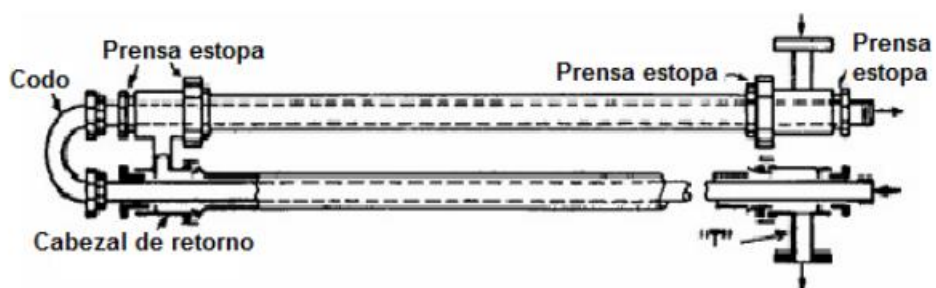


Figura 1.12. Intercambiador de calor de tubos concéntricos [26].

En un intercambiador de tubo doble existen dos tipos de disposición de flujos: en el flujo paralelo, los dos fluidos ingresan en el intercambiador por el mismo extremo y se desplazan en la misma dirección. En el contraflujo los fluidos ingresan en el dispositivo por los extremos contrarios y se movilizan en distintas orientaciones (Ver Figura 1.13) [25].

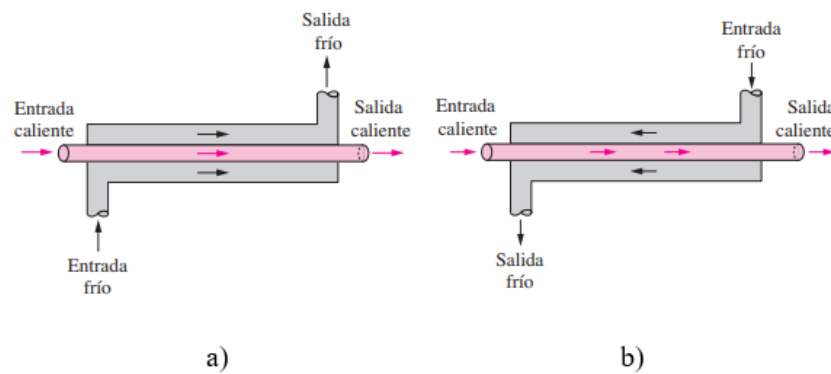


Figura 1.13. a) Flujo paralelo. b) Contraflujo [25].

Intercambiador de tubos y carcasa

Es el intercambiador de calor más común en aplicaciones industriales, se caracteriza por tener varios tubos empacados en una carcasa. La transmisión calorífica se origina a medida que uno de los fluidos se desplaza por el interior de los tubos, mientras que el otro fluido se moviliza por afuera de éstos. Por lo general se colocan desviadores en la coraza para obligar al fluido a trasladarse en sentido transversal a dicha coraza con el objetivo de conservar un espacio uniforme entre los tubos y mejorar la transferencia de calor (Ver Figura 1.14).

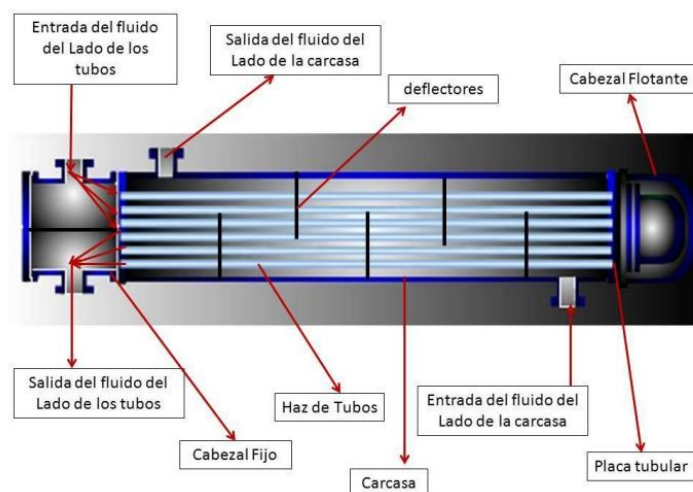


Figura 1.14. Partes de un intercambiador de tubos y carcasa [24].

Intercambiador de placas

El intercambiador está compuesto por una secuencia de placas con pasos corrugados y aplanados con el objetivo de permitir el flujo (Ver figura 1.15). Los fluidos caliente y frío se mueven en distintas direcciones para asegurar que cada corriente de fluido frío permanezca rodeada por dos corrientes de fluido caliente, lo que ocasiona una transmisión calorífica eficiente. Al montar más placas en el intercambiador se puede mejorar la transferencia de calor [25].

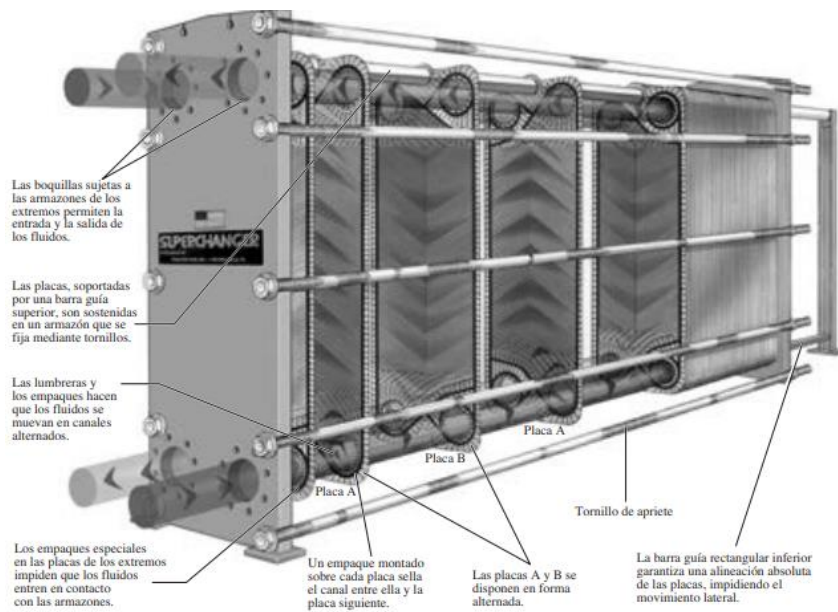


Figura 1.15. Intercambiador de placas de líquido hacia líquido [25].

Intercambiador de calor compacto

Este tipo de intercambiadores están diseñados con el objetivo de obtener una gran área superficial de transmisión de calor por unidad de volumen. Los dos fluidos se desplazan de forma perpendicular entre sí y a esa configuración se la denomina como flujo cruzado, debido a sus características es ampliamente utilizado en el campo industrial especialmente en la industria de climatización, refrigeración e industria automotriz (Ver Figura 1.14) [27].

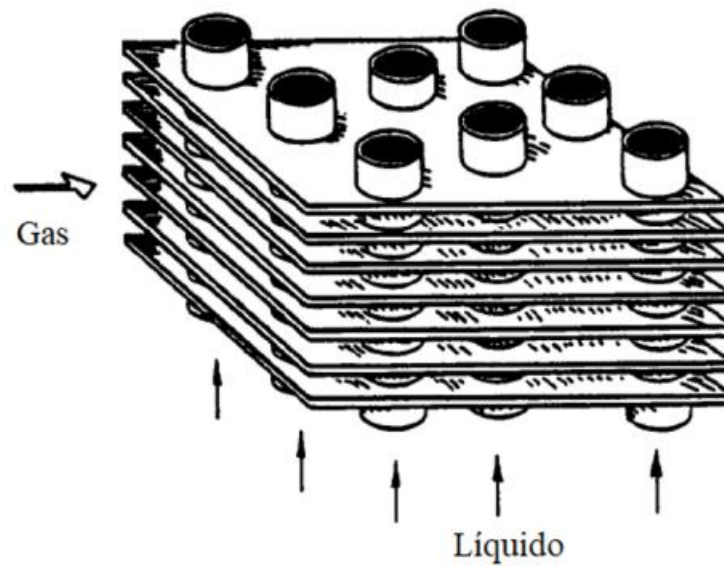


Figura 1.16. Intercambiador de calor compacto de aletas y tubos circulares [28].

1.3.3.3. Colectores solares

Los colectores solares térmicos son responsables de convertir la energía solar en térmica mediante distintos principios de funcionamiento los cuales varían dependiendo del modelo de colector utilizado [29]. En aplicaciones industriales existen múltiples características a considerar con la finalidad de establecer un sistema solar térmico como: la temperatura objetivo, requerimiento energético, disponibilidad del sitio, nivel de madurez de la tecnología estudiada y los criterios económicos.

Colector solar de placa plana

El colector solar de placa plana o Flat Plate Collector (FPC) convierte la energía solar en térmica usando un panel compuesto por una cubierta de vidrio, la cual posibilita el ingreso de la radiación solar hasta ser absorbida por la parte exterior de una placa absorbente. En la figura 1.15 se muestra una sección transversal de un colector de placa plana con todos sus elementos. La energía térmica tras ser interceptada en la placa se propaga a la parte interna de los tubos por donde transita el fluido caloportador, con el objetivo de trasladarse a un sistema de almacenamiento o ser usado de forma directa [30]. La pérdida calorífica del procedimiento se disminuye empleando un aislante térmico debajo y en los extremos de la estructura, de igual forma, la cubierta de cristal realiza la función de reducir las pérdidas caloríficas por convección y radiación expuestas a partir de la placa absorbente [31]. Los FPC se caracterizan por usar la

radiación solar de manera directa y difusa, no obstante, al ser estacionarios captan menor energía por unidad de área del colector solar. La aplicación de la energía solar térmica más común es la obtención de agua caliente por lo cual el colector de placa plana es la tecnología más utilizada para esto, siempre que la temperatura que debe conseguir el fluido no sea mayor a 100°C [32].

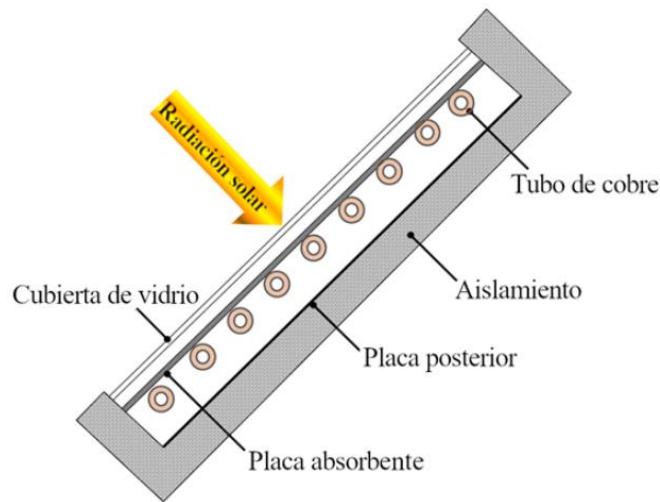


Figura 1.17. Componentes de un colector de placa plana [33].

Colector de tubos de vacío

El colector de tubos de vacío o Evacuated Tube Collector (ETC) está conformado por una cantidad determinada de tubos de vidrio los cuales están formados por dos tubos concéntricos. El tubo que se encuentra en la parte interna está envuelto con un recubrimiento absorbente, mientras que cada elemento concéntrico es distanciado por el principio de sellado al vacío [31], con la finalidad de disminuir las pérdidas caloríficas por conducción y convección, adicionalmente, posibilita actuar al dispositivo a temperaturas mayores que los FPC ya que los colectores de tubos de vacío pueden llegar hasta los 120 °C [34]. En el mercado se encuentran dos tipos esenciales de tubos de vacío, los cuales se explicarán a continuación.

Tubos de flujo directo: La parte interior del tubo absorbedor de este colector se encuentra aislado al vacío y posee una tubería en forma de U la cual favorece el ingreso y salida del fluido, como se puede observar en la figura 1.16. La tubería interna es metálica y está envuelta con una capa de material selectivo con el objetivo de apresurar la transferencia calorífica en dirección al fluido y disminuir las pérdidas por radiación. En el transcurso del procedimiento, el fluido frío entra y absorbe el calor de las tuberías

en forma de U, las cuales se encuentran a temperaturas elevadas por la radiación solar con la finalidad de descargar por la salida de las tuberías [30].

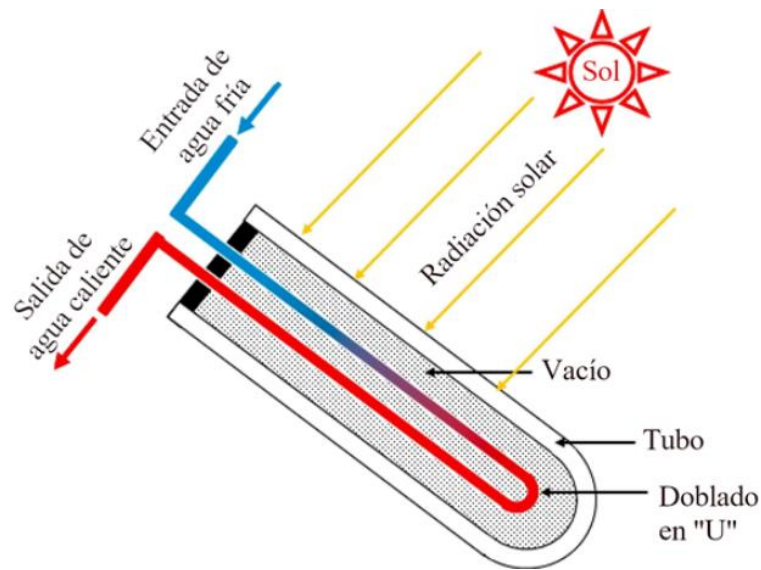


Figura 1.18. Sección transversal de un colector de tubos de flujo directo [35].

Tubos tipo heat pipe o flujo indirecto: Se sustenta en el principio de funcionamiento llamado ciclo de evaporación-condensación. El procedimiento comienza en el momento en el que el tubo de calor recibe la radiación solar y consigue que el fluido (metanol o etanol) almacenado en su interior se convierta de fase líquida a gaseosa, ocasionando que el vapor se impulse hacia la parte de arriba del tubo donde está el condensador [32]. El vapor al condensarse desprende el calor latente en dirección al circuito principal y después el fluido condensado retorna a la parte profunda del tubo calorífico con el objetivo de concluir el ciclo de circulación [36]. En la figura 1.17 se indica la sección transversal de un colector de tubos tipo heat pipe.

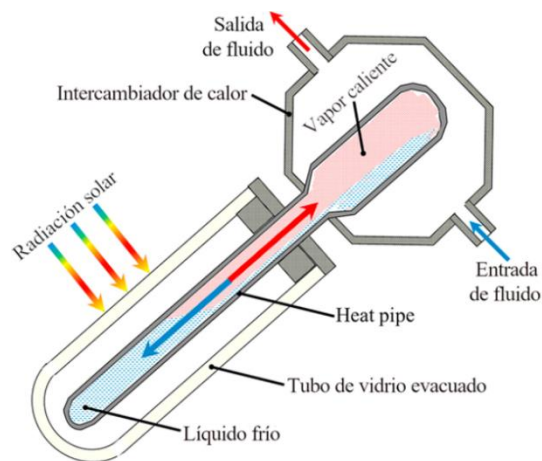


Figura 1.19. Corte transversal de un colector de tubos de flujo indirecto [33].

Colector parabólico compuesto

El colector parabólico compuesto o por sus siglas en inglés CPC (Compound Parabolic Collector) está compuesto por dos superficies parabólicas envueltas de un material reflectante que coinciden con el mismo centro. El tubo absorbedor se ubica en la parte central de las parábolas, con lo cual se consigue atraer la radiación solar incidente que entra a la zona de abertura del colector en la parte interior del ángulo de aceptación [32]. Existen distintos modelos que pueden ser acoplados con el propósito de obtener una mayor eficiencia. En la figura 1.18 se muestra una esquematización de este colector en el cual se contempla el aprovechamiento de la radiación solar.



Figura 1.20. Colector parabólico compuesto [37].

Colector de placa plana evacuado

El colector de placa plana evacuado o por sus siglas en inglés EFPC (Evacuated Flat Plate Collector) combina el diseño del colector solar de placa plana y el colector de tubos de vacío. En la figura 1.19 se explica detalladamente como está conformado un colector de estas características: una estructura de aluminio y diversos componentes como una cubierta de cristal, una placa de absorbencia, un serpentín hecho de cobre para la transmisión calorífica y una placa en la parte inferior.

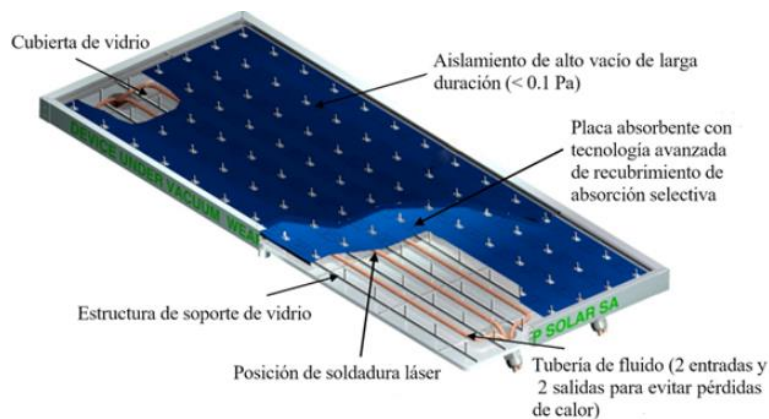


Figura 1.21. Colector de placa plana evacuado [38].

El vacío que se encuentra en la parte interna posibilita obtener una mayor eficiencia térmica a causa de la eliminación de pérdidas por conducción y convección, adicionalmente, este efecto, consigue que el colector utilice menos espacio que el colector ETC. Con el objetivo de cumplir con las demandas caloríficas industriales, esta tecnología puede alcanzar temperaturas que oscilen los 120 y 180 °C [38].

Colector cilindro parabólico

El colector cilindro parabólico (Parabolic Trough Collector, PTC) utiliza una placa en forma de parábola la cual refleja la radiación solar de manera directa y la concentra en el tubo receptor localizado en la línea focal. Generalmente, el tubo absorbente metálico tiene un recubrimiento de cobre, puesto que mejora la transmisión calorífica a la parte interna del tubo por el cual circula el fluido caloportador. El ducto absorbente es aislado al vacío con la ayuda de un tubo de cristal para reducir las pérdidas caloríficas por convección a pesar de ocasionar pérdidas ópticas a causa de la reflexión [32]. En la figura 1.20 se observan los colectores que deben estar enlazados a un sistema de seguimiento con la finalidad de alinear el recorrido del sol a lo largo de día.

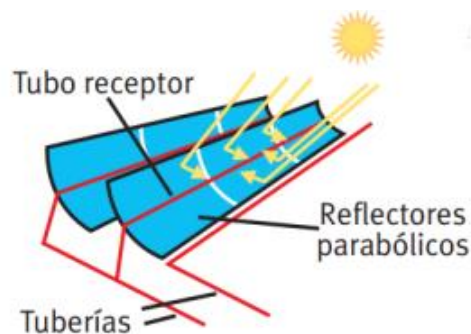


Figura 1.22. Colector cilindro-parabólicos [37].

El sentido del colector se puede establecer en dirección norte-sur con seguimiento este-oeste con el objetivo de captar energía suficiente en el transcurso del verano, en tanto que, si el propósito es incrementar la energía en invierno el sentido apropiado del colector tiene que ser este-oeste con seguimiento norte-sur [39].

Colector lineal Fresnel

El colector lineal tipo Fresnel (Linear Fresnel Collector, LFC) está conformado por dos elementos esenciales: un tubo absorbente estacionario por el cual circula el fluido caloportador y múltiples espejos reflectores enfilados de manera horizontal que se

ajustan a un método de seguimiento uniaxial [32]. El principio de funcionamiento del colector sucede en el momento en el que la radiación solar choca en los espejos reflectores sean estos curvos o planos y se dirigen hacia el tubo absorbente para concentrarse. En la figura 1.21 se observa una representación esquemática del colector lineal Fresnel.

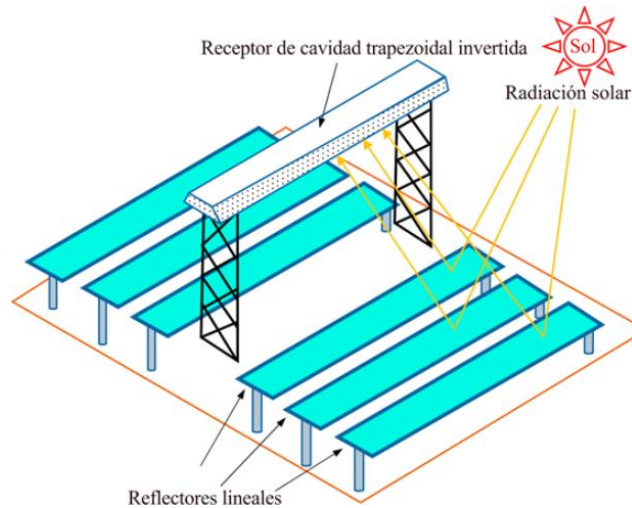


Figura 1.23. Esquemización de un colector solar Fresnel [35].

1.3.3.4. Aprovechamiento de calor residual en calderas

Es un proceso mediante el cual se busca utilizar la energía calorífica residual generada durante el funcionamiento de las calderas para otros fines, maximizando la eficiencia energética del equipo y reduciendo tanto el consumo de combustibles como las emisiones de gases contaminantes, aprovechando el calor que, de otro modo, se disiparía. En la siguiente figura se puede observar las posibles mejoras y la estimación de los ahorros que puede existir en los sistemas de vapor.

Tabla 1.5. Mejoras potenciales y ahorros en los sistemas de vapor [40].

Sistema	Mejoras	Consecuencia	Ahorro
Calderas	Optimización de la combustión	Ahorro en combustible	15%
	Aprovechamiento de calor residual	Uso del calor para ACS o calefacción	25%

1.3.4. Regulación para agua caliente en instalaciones de salud

La norma ecuatoriana de la construcción NEC establece la normativa hidrosanitaria NHE agua con el objetivo de constituir parámetros mínimos que deben incorporarse en todo diseño y construcción de instalaciones hidrosanitarias internas, con la finalidad de asegurar bajo situaciones normales de uso, su operatividad idónea tanto en cantidad como en calidad, en todo lugar y tiempo en el interior de cualquier edificación [41].

Toda instalación hidrosanitaria en la parte interna de edificaciones ya sea una construcción nueva, rehabilitación o por ampliación de instalaciones tendrá que regirse a esta norma técnica.

Las instalaciones de agua caliente en viviendas y edificios, se encuentran en la obligación de cumplir con las necesidades de consumo en todo sitio y tiempo, de igual manera proporcionar todas las seguridades contra incidentes por su instalación, utilización, funcionamiento y mantenimiento.

Se debe considerar la instalación de dispositivos que posibiliten inspeccionar el incremento de presión en el sistema de calentamiento de agua. Los dispositivos se localizarán en el conducto de agua fría antes de enlazarse al calentador y se calibrarán hasta con un margen del 10% adicional a la presión solicitada para su habitual operatividad [41].

Todo tipo de almacenamiento de agua caliente debe contener una válvula para el control de temperatura y una válvula de seguridad o también conocida como válvula para escape de presión, la cual debe estar ubicada en la salida del calentador. Las válvulas de verificación de temperatura no se pueden enlazar de forma directa a los sistemas de ventilación o desagüe, puesto que toda fuga deberá descargar sin originar peligro alguno [41].

En las instalaciones centralizadas se debe considerar varios aspectos los cuales serán mencionado a continuación.

- a) Colocar contadores para agua caliente. No se admite contadores centralizados.
- b) Las tuberías pueden ser de diferentes materiales como: metal (acero galvanizado y cobre) o polímeros (CPVC, PER, PP), con la capacidad de soportar altas temperaturas y presiones elevadas.
- c) Las válvulas tienen que ser de bronce o acero.

- d) Se debe contemplar la dilatación por temperatura de los materiales con el objetivo de añadir liras de dilatación cada 15 metros de segmento rectilíneo.
- e) Apartar las tuberías que posibiliten el trasiego del fluido a una temperatura mayor de 40°C.
- f) Los edificios que posean un sistema centralizado y de almacenamiento, debe preservar las garantías de calidad del fluido e higiene en todas las zonas de uso.
- g) Colocar columnas de regreso en las instalaciones que cuenten con 15 metros o mayor distancia entre el acumulador y la posición más lejana del suministro.
- h) En el montante la temperatura del agua tiene que estar máximo a 3°C menos que en la salida del calentador [41].

1.3.5. Requerimientos técnicos del suministro de agua caliente

Para las instalaciones centralizadas con acumulación se establece un sistema de calentamiento de agua, cuando se necesita calentar enormes cantidades del fluido para distintas plantas del mismo edificio.

Con el objetivo de establecer el mínimo volumen de agua (V_w) para cumplir un volumen demandado (V_d) a una determinada temperatura de utilización (T_s) se tiene que emplear la ecuación. 1.2.

$$V_w = \frac{(T_s - T_{in})}{(T_{out} - T_{in})} V_d \quad (1.2)$$

Donde:

V_w : Volumen de agua acumulado [L].

V_d : Volumen de agua para uso [L].

T_s : Temperatura de uso del agua en el componente sanitario [°C].

T_{in} : Temperatura de agua fría que entra al calentador [°C].

T_{out} : Temperatura del agua a la salida del calentador [°C].

Para evaluar la energía requerida (E_r) e incrementar la temperatura del volumen de agua acumulado (V_w) desde la temperatura de agua fría que entra al calentador hasta la temperatura del agua a la salida del calentador se utiliza la ecuación 1.3.

$$E_r = V_w(T_{out} - T_{in}) \quad (1.3)$$

Donde:

E_r : Energía útil requerida [*Kcal*].

La potencia calorífica (Pot_{ca}), se debe calcular con la ecuación 1.4.

$$Pot_{ca} = \frac{E_r}{0.9t_{pro}} \quad (1.4)$$

Donde:

Pot_{ca} : Potencia calorífica [*Kcal/hora*].

0.9: Factor por rendimiento de la potencia de resistencia.

t_{pro} : Tiempo preciso que para calentar el agua (V_w) [*horas*].

Las pérdidas caloríficas (h_{fca}) por cada metro de tubería y por grado de diferencia de temperatura entre la parte exterior y la interior de la conducción, se tiene que calcular con la ecuación 1.5.

$$h_{fca} = \left[\frac{5.43 Y}{\ln \left(\frac{2 E_{ais} + D_x}{D_x} \right)} \right] L(T_{med} - T_{ext}) \quad (1.5)$$

Donde:

h_{fca} : Pérdidas caloríficas [*Kcal/hora*].

Y : Conductividad térmica [*W/(m°C)*].

Y : 0.040 *W/(m°C)*, para el aislante de referencia a 20°C.

Y : 0.035 *W/(m°C)*, para la coquilla elastomérica negra.

T_{med} : Temperatura media [°C].

T_{ext} : Temperatura ambiente [°C].

E_{ais} : Espesor del aislante [*m*].

L : Longitud de la conducción [*m*].

Las pérdidas caloríficas por hora por metro de tubería (sin aislamiento) por grado de diferencia de temperatura entre la parte exterior y la interior de la conducción, se debe utilizar la figura 1.22.

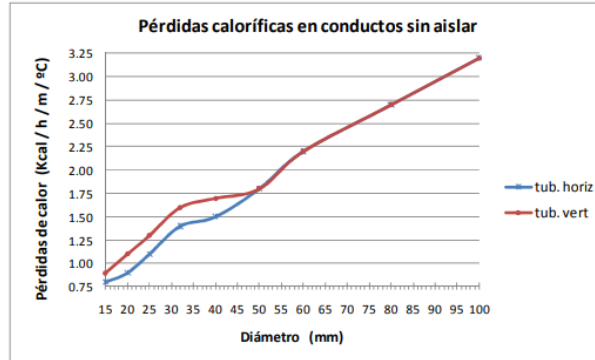


Figura 1.24. Pérdidas caloríficas en ductos sin aislar [41].

1.3.5.1. Características del suministro de agua caliente

El consumo y la temperatura del agua caliente en los suministros de las distintas edificaciones deben acogerse a la tabla 1.6.

Tabla 1.6. Consumo y temperatura de agua en aparatos sanitario [41].

Tipo de edificación	Aparato	Temperatura (°C)	Consumo por llenado (L)	Tiempo de llenado (minutos)
Vivienda	Bañera	38	150	15
	Bidet	35	5	2
	Ducha	40	45	6
	Lavamanos	35	2	2
Casas de salud y hospitales	Bañera	38	250	4
	Baño de asiento	38	60	2
	Baño medicinal	36	200	3
	Ducha	38	100	5
	Hidromasaje	36	600	5
	Lava brazos	40	30	25
	Lavapiés	40	35	20
	Para esterilizar	85 a 90	---	---
Hoteles y restaurantes	Bañera	38	200	15
	Ducha	38	60	6
	Lavamanos	35	6	1

1.3.6. Importancia del suministro de agua caliente sanitaria en hospitales

El suministro de energía para ACS en hospitales es fundamental para garantizar una correcta higiene y desinfección en el entorno hospitalario. En estos lugares, se requiere agua caliente de alta calidad para procedimientos de limpieza y desinfección, así como para bañar a los pacientes.

Para asegurar un suministro de agua caliente confiable, eficiente y seguro, se pueden utilizar diferentes sistemas de calentamiento de agua, como calderas, bombas de calor o sistemas solares térmicos.

En los hospitales es importante contar con sistemas de almacenamiento de agua caliente y circuitos de distribución que proporcionen el flujo volumétrico necesario en todo momento, sin interrupciones ni variaciones de temperatura. Para ello, se pueden utilizar tanques de almacenamiento de agua y sistemas de distribución con recirculación constante.

Además, es esencial garantizar la eficiencia energética del sistema de calentamiento de agua para reducir el consumo de energía y las emisiones de CO_2 , contribuyendo así a la sostenibilidad del centro hospitalario. Se pueden implementar medidas como la instalación de sistemas de control y regulación de la temperatura, la optimización de los horarios de funcionamiento o el uso de energías renovables, como la energía solar térmica.

1.3.7. Hospital General Ambato IESS

El Hospital General Ambato IESS es una institución pública la cual se caracteriza por brindar servicios médicos a la región céntrica del país desde el año de 1996. Sus instalaciones se encuentran en la ciudad de Ambato, Provincia de Tungurahua. El establecimiento consta de un cuarto de máquinas el cual suministra energía a toda la infraestructura.



Figura 1.25. Hospital General Ambato IESS [42].

CAPÍTULO II

2. METODOLOGÍA

2.1. Materiales y recursos

2.1.1. Recursos humanos

El desarrollo de este proyecto técnico se realiza entre el autor y el docente tutor. El autor es el responsable de ejecutar la investigación y el docente tutor es el encargado de guiar y apoyar a lo largo de todo el proceso de trabajo.

Estudiante: Medina López Patricio Camilo

Docente tutor: Ing. Jorge Enrique López Velástegui Mg.

2.1.2. Recursos institucionales

Con el objetivo de obtener información fidedigna para el proyecto técnico se utiliza la biblioteca física y virtual de la Universidad Técnica de Ambato de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, ya que se puede acceder a libros, revistas, artículos y distintos materiales de investigación que pueden ser productivos para el autor en la recopilación y análisis de datos, así como también, en el análisis de resultados.

2.1.3. Recursos materiales

2.1.3.1. Cámara Termográfica

Es un dispositivo que posibilita medir la temperatura sin necesidad de tener contacto en las superficies, siendo su principal característica localizar la energía infrarroja emitida por cualquier tipo de material y transformar el factor energético en un termograma.

En la Figura 2.1 se indica la cámara termográfica de marca Fluke, modelo Ti30 utilizada para el presente proyecto.



Figura 2.1. Cámara termográfica de marca Fluke.

2.1.3.2. Pirómetro

Es un equipo diseñado para medir temperaturas sin estar en contacto directo con el material. La medición requiere de factores fundamentales como la distancia y la emisividad considerada en la superficie a medir.

La Figura 2.2 muestra el pirómetro de marca ESTINK, modelo ES6530B, el cual fue empleado para la obtención de datos en el presente proyecto.



Figura 2.2. Pirómetro de marca ESTINK.

2.1.3.3. Software especializado en proyectos de energía

Este software es una herramienta que sirve para evaluar la viabilidad económica de proyectos de energía renovable y de eficiencia energética, así como también, para realizar análisis de ciclo de vida de proyectos. El programa también puede ser utilizado para ejecutar estudios de financiamiento de proyectos de energía y para comparar diferentes tecnologías. Además, puede ser empleado para desarrollar planes de acción y estrategias para reducir la huella de carbono y mejorar la sostenibilidad.

2.2. Métodos

Con el objetivo de identificar las características de la fuente de energía de suministro actual, se requirió de estudios iniciales que permitieron reconocer las particularidades de los componentes principales y complementarios de dicho suministro. Esta etapa posibilitó realizar el levantamiento de información dentro de la institución para poder continuar con el desarrollo del estudio.

Para determinar la energía generada y aprovechada por el sistema de calentamiento de agua sanitaria, se realizó un balance energético, que permitió especificar el calor producido que emplea el sistema. Asimismo, se utilizó un pirómetro que mide la temperatura en áreas que pueden ser calientes o frías. Los resultados obtenidos ayudaron a conocer el recorrido y la emisividad en relación con la zona que se estudia.

Al concluir con las etapas de levantamiento de datos, balance energético y cálculo de eficiencia del sistema actual, se estudió fuentes de calor alternativas que puedan ser adaptadas al suministro de energía. Por ello se realizó un cálculo de la demanda energética para los posibles recursos caloríficos a emplear. De igual manera, se utilizó un software especializado en proyectos de energía, el cual permitió ejecutar un estudio comparativo entre las distintas fuentes caloríficas. Considerando que el propósito de este trabajo es buscar sistemas que sean amigables con el medio ambiente con la finalidad de minimizar la huella de carbono generada por el proceso actual.

Para contrastar los resultados obtenidos y cuantificar la viabilidad de las fuentes de calor analizadas, se realizó investigaciones preliminares, análisis de información. De la misma manera, se ejecutó un estudio que coteje la factibilidad de emplear nuevos sistemas energéticos de calentamiento de agua sanitaria con el objetivo de elegir el suministro indicado que sea eficaz y reduzca las emisiones de CO_2 hacia la atmósfera.

2.3. Modalidad de investigación

A continuación, se especifican las distintas modalidades de investigación que se emplearon para el desarrollo del proyecto.

2.3.1. Investigación Exploratoria

Es de vital importancia que, para la elaboración del proyecto, se realice un reconocimiento del cuarto de máquinas del Hospital General Ambato (IESS), espacio en el cual se efectuaron las respectivas mediciones como: dimensiones, temperaturas y otros aspectos técnicos relacionados con el trabajo de investigación.

2.3.2. Investigación Descriptiva

Este tipo de modalidad de investigación fue fundamental para el desarrollo del proyecto, ya que, es necesario especificar el funcionamiento de los componentes principales y complementarios del suministro de agua caliente sanitaria.

2.3.3. Investigación Explicativa

Esta modalidad de investigación se emplea para estudiar otras fuentes de calor que puedan ser implementadas al suministro de energía con la finalidad de buscar sistemas que reduzcan el impacto ambiental y minimicen la huella de carbono ocasionada por el suministro vigente.

2.3.4. Investigación Bibliográfica

Con la ayuda de este método recopilamos información relacionada al tema central de este trabajo de investigación, la cual se extrajo de documentos nacionales e internacionales.

2.4. Hipótesis de estudio

En el sistema de suministro de energía para ACS se puede utilizar fuentes caloríficas como: colectores solares y bombas de calor, reemplazando el proceso actual con el objetivo de reducir las emisiones de CO_2 hacia la atmosfera.

2.4.1. Operacionalización de variables

- Variable independiente: Suministro de energía para ACS.

Conceptualización	Categorías	Indicadores	Ítems	Técnicas e instrumentos
<p>El suministro de energía para agua caliente se refiere al sistema que proporciona un fluido a una temperatura elevada para uso sanitario en instalaciones como: duchas, baños y lavabos. Esta fuente energética debe garantizar un flujo de agua caliente seguro y constante, así como una alta eficiencia energética.</p> <p>Para lograr esto, se pueden utilizar diferentes sistemas de calentamiento de agua, como: intercambiadores de calor o sistemas de energía solar térmica.</p>	<p>Intercambiador de calor</p> <p>Colectores solares</p> <p>Bombas de calor</p>	<p>-Térmica</p> <p>-Solar</p> <p>-Aerotérmica</p>	<p>-Balance de energía real y máximo</p> <p>-Transferencia de Calor</p> <p>-Eficiencia</p> <p>-Demanda de energía</p>	<p>Software especializado en proyectos de energía, que permite realizar un estudio comparativo entre las distintas fuentes caloríficas.</p>

- Variable dependiente: Emisiones de CO_2 hacia la atmosfera.

Conceptualización	Categorías	Indicadores	Ítems	Técnicas e instrumentos
Las emisiones de CO_2 hacia la atmósfera son la liberación de dióxido de carbono al aire proveniente de diversas fuentes. Estas emisiones son responsables del principal factor de calentamiento global y contribuyen al cambio climático.	Quema de combustibles fósiles, en este caso el diésel industrial No. 2	Impacto ambiental	-Reducir la huella de carbono -Mejorar la sostenibilidad	Software especializado en proyectos de energía, que permite realizar una comparación de emisiones de carbono entre el caso base y los distintos casos propuestos.

2.5. Procedimiento

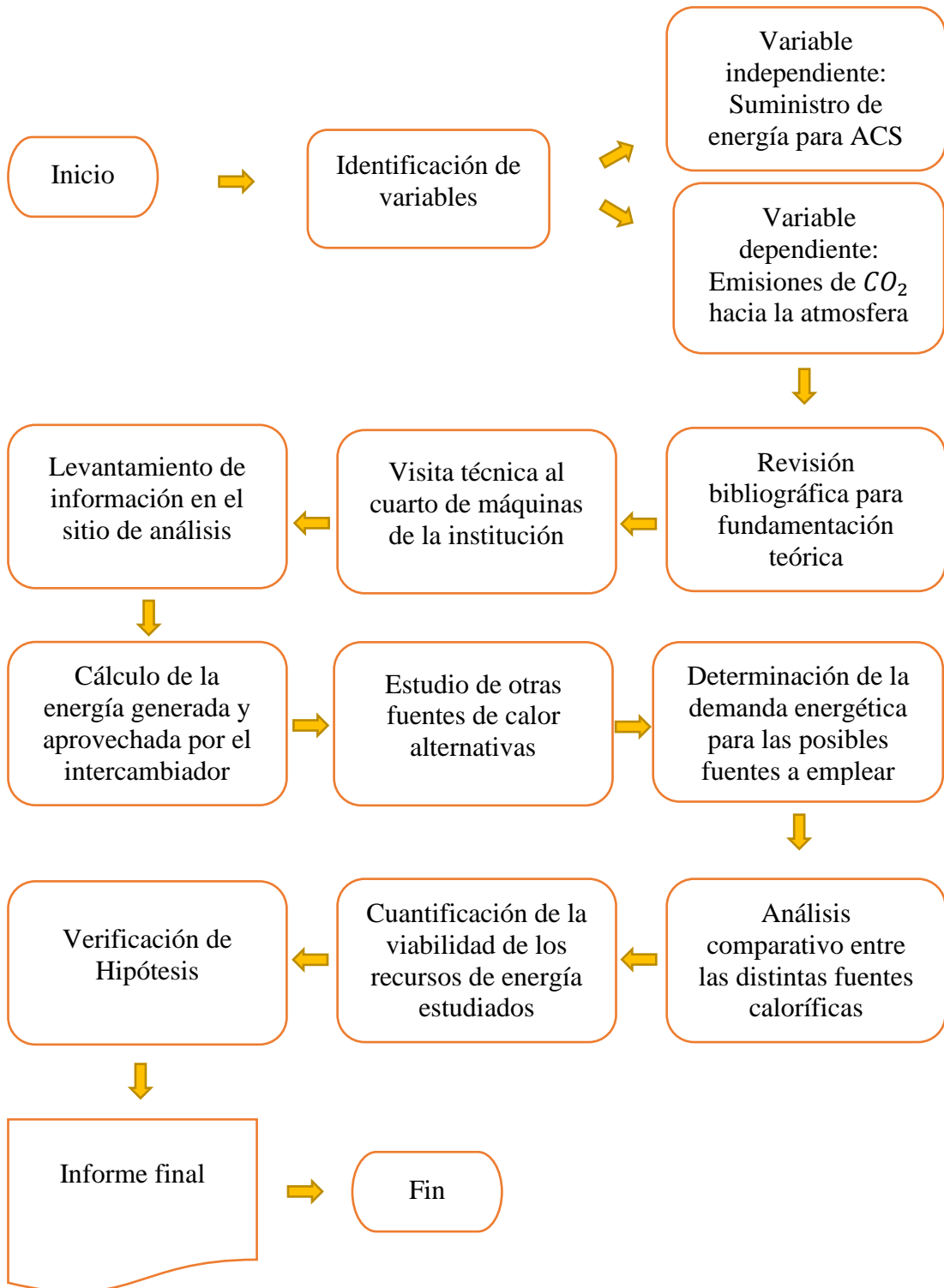


Figura 2.3. Flujograma de procesos.

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Este apartado se enfoca en el estudio de la fuente de energía que se utiliza para el calentamiento de agua sanitaria en el Hospital General Ambato IEES, por lo que, se considera cuatro etapas para su análisis, las cuales son:

- Etapa I: Características del sistema para el calentamiento de agua.
- Etapa II: Determinación de la energía generada y aprovechada por el suministro actual.
- Etapa III: Análisis de otras fuentes de calor alternativas.
- Etapa IV: Comparación y viabilidad de cada alternativa.

ETAPA I: CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA PARA EL CALENTAMIENTO DE AGUA

En el cuarto de máquinas del hospital se identificó el sistema para la producción y distribución de vapor hacia el lugar de estudio, así como también, las características del intercambiador de calor, el cual es el encargado de proporcionar agua caliente sanitaria a toda la institución.

3.1. Generación y distribución de vapor

3.1.1. Caldera

En el sitio de análisis se encuentran tres calderos pirotubulares de tres pasos, fabricados por SUPERIOR BOILER WORKS y corresponden al modelo Mohawk (Ver Figura 3.1). No obstante, cuando se realizó el estudio, únicamente el tercer caldero se hallaba en funcionamiento debido a que los restantes se encontraban en proceso de mantenimiento. Este equipo trabaja los 365 días del año, durante un lapso de tiempo de veinte a veinticinco minutos por hora. Este dispositivo es el encargado de generar vapor, el cual es dirigido hacia el intercambiador de calor por medio de un manifold con el objetivo de entregar agua caliente sanitaria en el Hospital General Ambato IEES.



SUPERIOR BOILER WORKS		
BOILER-BURNER UNIT		
DESCRIPTION	VALUE	UNIT
MODEL N°.	4-6-751	---
NAT'L BOARD N°.	11442	---
RATED POWER	125	BHP
HEATING SURFACE	751	SQ. FT
SHELL THICKNESS	3/8	IN.
HEAD THICKNESS	3/4	IN.
MAX. STEAM W.P.	150	PSI
STEAM CAPACITY	4312	LBS/HR
MIN. VALVE VAPACITY	6008	LBS/HR

Figura 3.1. Caldero N° 03 con su respectiva placa de datos.

3.1.2. Manifold

La distribución del vapor se lleva a cabo por medio del manifold (Ver Figura 3.2), el cual se encarga de suministrar este fluido caliente a tres áreas de la institución: el área de lavandería, el sector de dietética y un intercambiador de calor que se encuentra en la parte interior del cuarto de máquinas. La capacidad del componente es de alrededor de 0.2 metros cúbicos.



Figura 3.2. Distribuidor de vapor.

3.2. Intercambiador de Calor

El presente trabajo busca analizar el sistema de suministro de energía para el calentamiento de agua sanitaria del Hospital General Ambato (IESS), en donde se utiliza un intercambiador de tubos y coraza para aprovechar el vapor producido por la

caldera y agregar calor al agua que luego se distribuye a los bloques de la entidad. En la figura 3.3 se observa el intercambiador situado en la casa de máquinas.



Figura 3.3. Intercambiador de calor del cuarto de máquinas.

Este tipo de intercambiador se caracteriza por ser de flujo cruzado y por tener varios tubos empacados en la carcasa. La transmisión calorífica se origina a medida que uno de los fluidos se desplaza por el interior de los tubos, mientras que el otro fluido se moviliza por afuera de éstos. Existen desviadores en la coraza con el objetivo de conservar un espacio uniforme entre los tubos y mejorar la transferencia de calor. En la tabla 3.1 se muestra las características que posee este intercambiador.

Tabla 3.1. Características del Intercambiador de calor.

Intercambiador de calor de tubos y coraza					
Flujo Cruzado					
Cuerpo			Tubos		
Característica	Especificación	Unidad	Característica	Especificación	Unidad
Longitud	1,944	m	Longitud	1,505	m
Diámetro	0,273	m	Diámetro	0,0334	m
Fluido	Vapor	---	Cantidad	16	---
Material	SA 240-304	---	Fluido	Agua	---
			Material	SA 240-304	---

3.3. Mediciones

Se han tomado medidas de longitud y temperatura utilizando instrumentos especializados para registrar diversas dimensiones relacionadas con las distancias de las tuberías que van desde la caldera No. 03 hacia el suministro de energía para el

calentamiento de agua sanitaria, las temperaturas registradas al inicio y a la salida de las tuberías de vapor y agua respectivamente, en el sitio de análisis.

3.3.1. Longitud de tuberías

En la tabla 3.2 se presentan las longitudes de las tuberías que conducen el vapor desde el caldero N° 03 hacia el manifold de distribución y a su vez se dirige en dirección al intercambiador de calor el cual es el encargado de suministrar ACS.

Tabla 3.2. Longitud de tuberías de conducción de vapor hacia el intercambiador.

Descripción	Valor	Unidad
Longitud desde caldero N°03 hacia el manifold de distribución	16,85	m
Longitud desde manifold de distribución hacia el intercambiador	11,75	m

3.3.2. Diámetros de componentes suplementarios

En la tabla 3.3 se muestra las dimensiones de los diámetros de ciertos elementos que pertenecen al sistema térmico para el calentamiento de agua sanitaria de la institución.

Tabla 3.3. Diámetros de tuberías del sistema térmico para ACS.

Descripción	Dimensión (Diámetro Nominal)	Unidad
Tubería de salida de la Caldera hacia el manifold de distribución	4	in
Tubería de salida del manifold de distribución hacia el intercambiador	2	in
Tubería de salida de vapor del intercambiador	1	in
Tubería de ingreso de agua al intercambiador	2	in
Tubería de salida de agua del intercambiador	2	in

3.3.3. Espesores del aislante

En el cuarto de máquinas se encuentra instalado un tipo de aislamiento conocido como cañuela, cuya finalidad es prevenir las pérdidas de calor y garantizar el flujo adecuado de los fluidos en los sistemas de tuberías. La Tabla 3.4 presenta los espesores de las líneas de tubería de vapor y agua en la institución.

Tabla 3.4. Espesores del aislante en las líneas de tuberías del sistema para ACS.

Descripción	Espesor [m]
Tuberías desde calderas en dirección al manifold de distribución	0,032
Tubería desde el manifold de distribución hacia el intercambiador de calor	0,04
Tuberías desde el intercambiador hacia los bloques de la institución	0,04

3.3.4. Medidas de temperatura

En la tabla 3.5 se indica las temperaturas en los sitios de trascendencia para el análisis del suministro de energía de agua caliente sanitaria.

Tabla 3.5. Temperaturas en el suministro de energía de ACS.

Zona	Temperatura [°C]	
	Sin aislante	Con aislante
Ingreso de vapor al intercambiador	98	54,8
Salida de vapor del intercambiador	98	--
Ingreso de agua al intercambiador	16	--
Salida de agua del intercambiador	50	33

A continuación, se puede observar la esquematización del sistema para la producción y distribución de vapor que se dirige hacia el intercambiador de calor con el objetivo de proporcionar agua caliente sanitaria a los bloques de la institución.

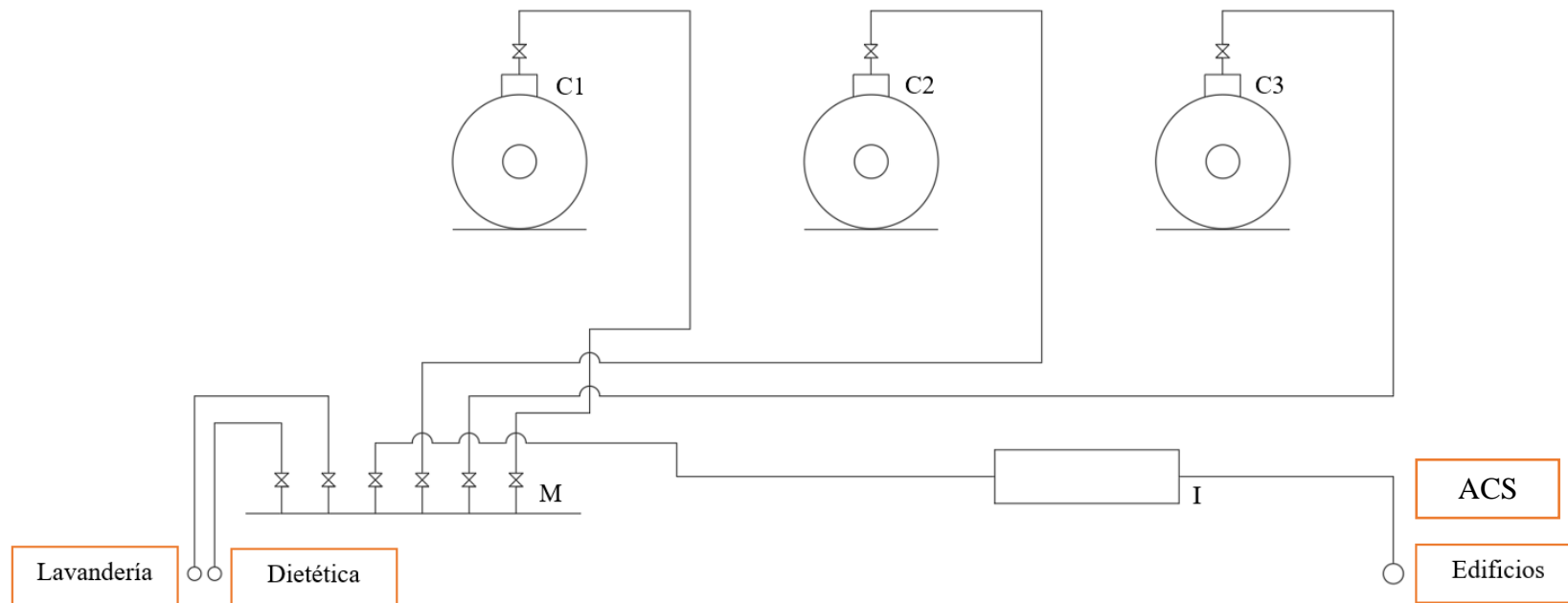


Figura 3.4. Sistema para la producción y distribución de vapor que se dirige hacia el intercambiador.

Tabla 3.6. Descripción de los equipos del esquema.

Símbolo	Equipo	Valor	Unidad
C1	Caldera 1	125	BHP
C2	Caldera 2		
C3	Caldera 3		
M	Manifold de distribución	106,7	psig
I	Intercambiador de calor	100	psig

ETAPA II: DETERMINACIÓN DE LA ENERGÍA GENERADA Y APROVECHADA POR EL SUMINISTRO ACTUAL

3.4. Suministro de energía para ACS

La eficiencia del intercambiador de calor de tubos y coraza instalado en el cuarto de máquinas de la institución se ha evaluado mediante el método de la efectividad-NTU el cual se fundamenta en un parámetro adimensional denominado efectividad de la transferencia de calor (ϵ). Es importante destacar que el fluido caliente (vapor) representa un caso particular, ya que experimenta un cambio de fase a causa de la transferencia de energía, lo cual resulta que su temperatura será la misma al ingreso y a la salida del intercambiador $T_{h,ent} = T_{h,sal}$ (Ver figura 3.5).

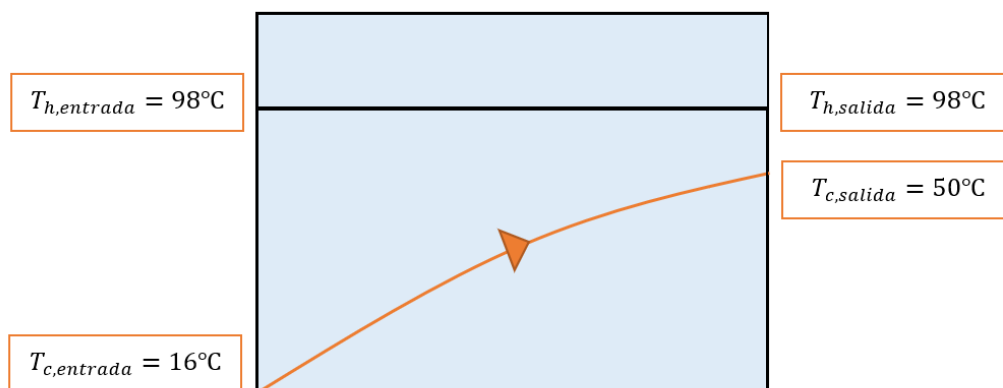


Figura 3.5. Esquemización de la entrada y salida de los fluidos frío y caliente en el intercambiador.

A continuación, se presenta la tabla con los datos preliminares que nos permitieron desarrollar los cálculos con el objetivo de determinar la energía generada y aprovechada por el suministro de energía para el calentamiento de agua sanitaria.

Tabla 3.7. Datos de entrada del intercambiador de calor.

Descripción	Dimensión (Diámetro Nominal) [in]	Diámetro exterior [m]	Diámetro interior [m]
Tubo de ingreso hacia la coraza del intercambiador	2 C80	0,0603	0,0493
Tubos del intercambiador	1 C40	0,0334	0,0266

3.4.1. Velocidad con la que se desplaza el fluido frío

La velocidad permisible en una línea de conducción depende del tipo de fluido y de la tubería utilizada. Según McCabe, Smith y Harriott [43], el límite de velocidad aceptable para el flujo del agua se encuentra dentro del intervalo de 1.1 a 2.4 m/s.

$$V_d \approx 1,1 \text{ m/s}$$

El acceso hacia la carcasa del intercambiador de calor es un tubo de 2 pulgadas C80, por lo cual el flujo volumétrico del fluido frío que ingresa es determinado a partir de la ecuación (3.1), considerando que el caudal va a ser el mismo en cualquier sección del equipo.

$$Q_{int.} = A_{t.2in} * V_d \quad (3.1)$$

$$Q_{int.} = \left(\frac{\pi * (D_{i.t.2in})^2}{4} \right) (1,1 \text{ m/s})$$

$$Q_{int.} = \left(\frac{\pi * (0,0493 \text{ m})^2}{4} \right) (1,1 \text{ m/s})$$

$$Q_{int.} = 2,099 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Donde:

$Q_{int.}$: Flujo volumétrico de agua que entra al intercambiador $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$.

$A_{t.2in}$: Área de sección transversal de una tubería con un diámetro nominal de 2 pulgadas $[\text{m}^2]$.

V_d : Velocidad con la que se desplaza el agua $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$.

3.4.2. Temperatura de película

Se calcula la temperatura de película empleando la ecuación (3.2), la cual se muestra a continuación, considerando las temperaturas de ingreso y de salida del fluido frío (agua), con el objetivo de conseguir datos relacionados a las propiedades de dicho fluido.

$$T_f = \frac{T_{c,ent} + T_{c,sal}}{2} \quad (3.2)$$

$$T_f = \frac{(16 + 50) \text{ } ^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_f = 33^\circ\text{C}$$

Donde:

T_f : Temperatura de película [$^\circ\text{C}$].

$T_{c,ent}$: Temperatura del fluido frío a la entrada del intercambiador [$^\circ\text{C}$].

$T_{c,sal}$: Temperatura del fluido frío a la salida del intercambiador [$^\circ\text{C}$].

En la tabla que se presenta posteriormente, se encuentran las propiedades del fluido frío con una temperatura de película de 33°C .

Tabla 3.8. Propiedades del agua a 33°C .

Descripción	Valor	Unidad
Densidad (ρ)	994,8	kg/m^3
Calor específico (c_p)	4178	$\text{J}/\text{kg} * \text{K}$
Viscosidad dinámica (μ)	$0,7512 \times 10^{-3}$	$\text{kg}/\text{m} * \text{s}$
Conductividad térmica (k)	0,6198	$\text{W}/\text{m} * \text{K}$
Número de Prandtl (Pr)	5,066	---

Al obtener las características del fluido frío a la temperatura establecida se puede determinar el flujo másico, el cual es el producto de la densidad y del flujo volumétrico.

$$\dot{m}_{agua} = \rho * Q_{int}. \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{agua} = \left(994,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(2,099 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$$

$$\dot{m}_{agua} = 2,088 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

3.4.3. Capacidades caloríficas del fluido frío y caliente

La capacidad calorífica depende del flujo másico y del calor específico, el cual necesita incrementar en un grado la temperatura de la energía que requiere una unidad de masa de un elemento.

A continuación, se muestra la ecuación (3.4) con la que calculamos la capacidad calorífica del fluido frío.

$$C_c = \dot{m}_{agua} * C_{pc} \quad (3.4)$$

$$C_c = 2,088 \frac{kg}{s} * 4178 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}$$

$$C_c = 8723,664 \frac{W}{^\circ C} \approx 8,723 \frac{kW}{^\circ C}$$

Donde:

C_c : Capacidad calorífica del agua $\left[\frac{kW}{^\circ C}\right]$.

\dot{m}_{agua} : Flujo másico del agua $\left[\frac{kg}{s}\right]$.

C_{pc} : Calor específico a una temperatura de película de $33^\circ C$ $\left[\frac{J}{kg K}\right]$.

El calor específico del fluido caliente tiende al infinito, debido a que existe un cambio de fase puesto que la temperatura va a ser constante. Por ende, la capacidad calorífica del vapor es infinita, dicho de otra manera $C_h = \infty$.

Por consiguiente, la capacidad calorífica mínima es la del fluido frío, es decir $C_{min} = C_c$.

3.4.4. Razón de capacidad calorífica

Este valor será cero, ya que es la división de las capacidades caloríficas mínima y máxima, respectivamente.

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.5)$$

$$C = \frac{8,723 \frac{kW}{^\circ C}}{\infty} = 0$$

Donde:

C : Razón de capacidad calorífica mínima y máxima.

$C_{mín}$: Capacidad calorífica mínima $\left[\frac{kW}{K}\right]$.

$C_{máx}$: Capacidad calorífica máxima $\left[\frac{kW}{K}\right]$.

3.4.5. Calor real

La tasa de transferencia de calor real es la energía aprovechada por el sistema de calentamiento de agua sanitaria, en donde se involucra la capacidad calorífica del agua y la diferencia de temperaturas entre la salida y el ingreso del fluido frío.

$$\dot{Q}_{real} = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_{real} = 8,723 \frac{kW}{^{\circ}C} (50 - 16)^{\circ}C$$

$$\dot{Q}_{real} = 296,582 kW$$

El calor real (\dot{Q}_{real}) se expresa en kW.

3.4.6. Calor máximo

La tasa máxima de transferencia de calor en el suministro de energía para el ACS, está determinada por la capacidad calorífica mínima multiplicada por la diferencia de temperaturas entre el ingreso del fluido caliente y del fluido frío.

$$\dot{Q}_{máx} = C_{mín}(T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (3.7)$$

$$\dot{Q}_{máx} = 8,723 \frac{kW}{^{\circ}C} (98 - 16)^{\circ}C$$

$$\dot{Q}_{máx} = 715,286 kW$$

El calor máximo ($\dot{Q}_{máx}$) se expresa en kW.

3.4.7. Eficiencia del intercambiador de calor

La efectividad en el intercambiador, es la razón entre la tasa de transferencia de calor real y la tasa máxima de transferencia calorífica, a continuación, se presenta la ecuación con la cual podemos calcular la eficiencia de este componente.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (3.8)$$

$$\varepsilon = \frac{296,582 \text{ kW}}{715,286 \text{ kW}}$$

$$\varepsilon = 0,4146 = 41,46 \%$$

La efectividad con la que opera el suministro de energía actual para el calentamiento de agua sanitaria es de 41,46%.

3.4.8. Incidencia de incrustaciones en la efectividad del intercambiador

Con el transcurrir del tiempo, es común que los intercambiadores de calor experimenten un empeoramiento en su funcionamiento debido a la acumulación de sedimentos que se adhieren a las superficies de transferencia de calor. La presencia de esta capa se convierte en una barrera adicional que dificulta el traspaso de energía, lo que conlleva a una disminución en la tasa de transferencia en el intercambiador [25]. De esta manera, al utilizar el método de efectividad-NTU, se puede calcular la eficiencia en base al factor de incrustación, considerando que éste será el mismo en la superficie interna y externa de los tubos, es decir $R_{f,int} \approx R_{f,ext}$. Es importante tener en cuenta que, para el agua, un factor de incrustación representativo es de $0.0001 \frac{m^2K}{W}$.

3.4.9. Área de transferencia de calor

Con la ecuación (3.9) que se muestra a continuación, se calcula la superficie de transferencia de calor para el sistema de energía de agua caliente sanitaria.

$$A_s = 2N\pi L d_e \quad (3.9)$$

$$A_s = 2(16)(\pi)(1,505 \text{ m})(0,0334 \text{ m})$$

$$A_s = 5,053 \text{ m}^2$$

Donde:

A_s : Área de transferencia de calor [m^2].

N : Cantidad de tubos por paso.

L : Longitud de tubería por paso [m].

d_e : Diámetro exterior de los tubos del intercambiador [m].

3.4.10. Número de unidades de transferencia (NTU)

Al utilizar el método de la efectividad-NTU para evaluar los diferentes parámetros del intercambiador de calor, se debe establecer las temperaturas de entrada y salida, así como también, el tamaño de dicho intercambiador. Para llevar a cabo este proceso, se debe calcular la eficiencia (ϵ) a partir de la ecuación (3.8) y después el NTU con la ecuación que se muestra a continuación.

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+C^2}} \ln \left(\frac{2/\epsilon - 1 - C - \sqrt{1+C^2}}{2/\epsilon - 1 - C + \sqrt{1+C^2}} \right) \quad (3.10-a)$$

No obstante, como se indicó previamente que $C = 0$, la ecuación se establece de la siguiente manera:

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1}} \ln \left(\frac{2/\epsilon - 1 - \sqrt{1}}{2/\epsilon - 1 + \sqrt{1}} \right) \quad (3.10-b)$$

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1}} \ln \left(\frac{2/0,4146 - 1 - \sqrt{1}}{2/0,4146 - 1 + \sqrt{1}} \right)$$

$$NTU = 0,5354$$

Donde, NTU es considerado un valor adimensional.

Este método se fundamenta en un conjunto adimensional, en donde se encuentra asociado el coeficiente total de transferencia, el área de transferencia y la capacidad calorífica mínima.

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} \quad (3.11-a)$$

Donde:

NTU: Número de unidades de transferencia.

U : Coeficiente total de transferencia de calor $\left[\frac{kW}{m^2K} \right]$.

3.4.11. Coeficiente de transferencia de calor total

Al contar con todos los parámetros se despeja de la ecuación de la efectividad-NTU el coeficiente total de transferencia con el objetivo de calcular este factor.

$$U = \frac{NTU * C_{\min}}{A_s} \quad (3.11-b)$$

$$U = \frac{(0,5354)(8723,664 \frac{W}{K})}{5,053 m^2}$$

$$U = 924,332 \frac{W}{m^2K} \approx 0,924 \frac{kW}{m^2K}$$

En el análisis del intercambiador se asume que los tubos están hechos de un material altamente conductor y su espesor es insignificante, por lo cual la resistencia térmica es despreciable, dicho de otra manera $R_{tubos} = 0$. Además, las áreas interna y externa son similares, por lo que $A_{ext} = A_{int} = A_s$. Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor total (U) se determina partiendo de la ecuación (3.12).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (3.12)$$

Donde:

h_{int} : Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la parte interna del tubo $[\frac{W}{m^2K}]$.

h_{ext} : Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la parte externa del tubo $[\frac{W}{m^2K}]$.

3.4.12. Coeficientes por convección h_{int}

Caudal en los tubos del suministro de energía para ACS

Considerando que el flujo volumétrico del fluido frío que ingresa al intercambiador de calor es de $Q_{int} = 2,099 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$, se determina la velocidad con la cual circula a través de cada uno de los tubos $V_{c/tubo}$, partiendo de la ecuación (3.1).

$$Q_{int.} = Q_{tubos}$$

$$A_{t,2in} * V_d = A_{t,1in} * V_{c/tubo}$$

$$2,099 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 16 \left(\frac{\pi * (D_{i,tubos})^2}{4} \right) (V_{c/tubo})$$

$$2,099 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 16 \left(\frac{\pi * (0,0266m)^2}{4} \right) (V_{c/tubo})$$

$$V_{c/tubo} = 0,236 \frac{m}{s}$$

Donde:

$A_{t,1in}$: Área de sección transversal de una tubería con un diámetro nominal de 1 pulgada [m^2].

$V_{c/tubo}$: Velocidad con la que se desplaza el fluido frío en cada uno de los tubos del intercambiador de calor [$\frac{m}{s}$].

De esta manera se calcula el caudal que recorre a lo largo de cada uno de los tubos del intercambiador, mediante la ecuación (3.1).

$$Q_{c/tubo} = A_{t,1in} * V_{c/tubo}$$

$$Q_{c/tubo} = \left(\frac{\pi * (0,0266 m)^2}{4} \right) (0,236 m/s)$$

$$Q_{c/tubo} = 1,311 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

Flujo másico en los tubos del suministro de energía para ACS

Al obtener las características del fluido frío a la temperatura de película establecida se puede evaluar el flujo másico con el que circula a través de cada uno de los tubos del intercambiador de calor, partiendo de la ecuación (3.3).

$$\dot{m}_{c/tubo} = \rho * Q_{c/tubo}$$

$$\dot{m}_{c/tubo} = \left(994,8 \frac{kg}{m^3} \right) \left(1,311 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} \right)$$

$$\dot{m}_{c/tubo} = 0,130 \frac{kg}{s}$$

Donde:

$\dot{m}_{c/tubo}$: Flujo másico del fluido frío por cada tubo $\left[\frac{kg}{s}\right]$.

ρ : Densidad a una temperatura de película de 33°C $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$.

Viscosidad cinemática

La viscosidad cinemática es la división de la viscosidad dinámica y la densidad del fluido, como se describe en la siguiente ecuación [25].

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.13)$$

$$\nu = \frac{0,7512 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}}{994,8 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\nu = 7,551 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

Donde:

ν : Viscosidad cinemática a una temperatura de película de 33°C $\left[\frac{m^2}{s}\right]$.

μ : Viscosidad dinámica a una temperatura de película de 33°C $\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$.

Reynolds

Reynolds se determina por medio de la ecuación que se presenta a continuación [25].

$$Re_c = \frac{VD_{i,tubos}}{\nu} \quad (3.14)$$

$$Re_c = \frac{(0,236 \frac{m}{s})(0,0266 m)}{7,551 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re_c = 8313,600$$

Donde, Reynolds es considerado adimensional.

Nusselt

El número de Nusselt se puede calcular a partir de la siguiente ecuación [25].

$$Nu_c = 0,023(Re_c)^{0,8}(Pr)^{0,4} \quad (3.15)$$

$$Nu_c = 0,023(8313,600)^{0,8}(5,066)^{0,4}$$

$$Nu_c = 60,176$$

El número de Nusselt es adimensional.

Considerando los parámetros determinados previamente, se evalúa el coeficiente de transferencia calorífica por convección en la superficie interior de los tubos del intercambiador, a partir de la siguiente ecuación:

$$h_{int} = \frac{Nu_c k}{D_{i,tubos}} \quad (3.16)$$

$$h_{int} = \frac{60,176(0,6198 \text{ W/m} \cdot \text{K})}{0,0266 \text{ m}}$$

$$h_{int} = 1402,146 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \approx 1,402 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Donde, k es la conductividad térmica a una temperatura de película de 33°C [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$].

3.4.13. Coeficientes por convección h_{ext}

El coeficiente de transferencia calorífico por convección en la superficie exterior del tubo se puede calcular partiendo de la ecuación (3.12).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

$$h_{ext} = \frac{U * h_{int}}{h_{int} - U}$$

$$h_{ext} = \frac{924.332 \frac{W}{m^2K} \left(1402,146 \frac{W}{m^2K} \right)}{1402,146 \frac{W}{m^2K} - 924.332 \frac{W}{m^2K}}$$

$$h_{ext} = 2712,453 \frac{W}{m^2K} \approx 2,712 \frac{kW}{m^2K}$$

3.4.14. Efectividad del intercambiador considerando el factor de incrustación

El coeficiente de transferencia de calor total considerando la resistencia debido a incrustaciones, se determina mediante la ecuación que se muestra a continuación.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + R_{f,int} + \frac{1}{h_{ext}} + R_{f,ext}} \quad (3.17)$$

Donde, $R_{f,int} \approx R_{f,ext}$ es la resistencia térmica a causa de incrustaciones $\left[\frac{m^2K}{W} \right]$.

La ecuación (3.18-a) evalúa la eficiencia del intercambiador, se encuentra en función del número de unidades de transferencia (NTU).

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C + \sqrt{1 + C^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + C^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + C^2}]} \right\}^{-1} \quad (3.18-a)$$

Sin embargo, como se indicó anteriormente que $C = 0$, la ecuación se establece de la siguiente manera:

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + \sqrt{1} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1}]} \right\}^{-1} \quad (3.18-b)$$

En la tabla que se presenta a continuación, se muestra los efectos que puede ocasionar el incremento del factor de incrustación sobre la transferencia de calor que se efectúa en el suministro de energía para el calentamiento de agua sanitaria en la institución. Considerando que $A_s = 5,053 m^2$ es constante, NTU y el coeficiente global se determinan mediante las ecuaciones (3.11-a) y (3.17), respectivamente.

Tabla 3.9. Efectos que puede ocasionar el incremento del factor de incrustación sobre la transferencia de calor que se efectúa en el intercambiador.

$R_{f,int} \approx R_{f,ext}$ [$\times 10^{-4}$]	U [$\frac{W}{m^2K}$]	NTU	ε
0	924,331	0,5354	0,4146
0,2	891,374	0,5163	0,4032
0,4	860,687	0,4985	0,3925
0,6	832,041	0,4819	0,3823
0,8	805,242	0,4664	0,3727
1	780,114	0,4518	0,3635

ETAPA III: ESTUDIO DE OTRAS FUENTES DE CALOR ALTERNATIVAS

En el Hospital General Ambato IESS se utiliza combustible como fuente para la generación de vapor. En el (ANEXO C3) se puede observar datos relacionados al consumo diario medio mensual de Diesel No.2 de uso industrial, los cuales fueron proporcionados por el personal de mantenimiento de la institución.

La caldera opera 8 horas al día, consumiendo $20 \frac{gal}{h}$ de combustible, el cual tiene un costo de \$3.024 por galón. A partir de esto, se realizaron cálculos para determinar los gastos relacionados a la producción de vapor, la potencia térmica de la caldera y la demanda energética para el calentamiento de agua sanitaria en la institución, con la finalidad de poder cubrir dicha demanda con distintas fuentes caloríficas.

3.5. Sistema de vapor

El proceso actual para la generación de vapor posee una eficiencia del 83% [6], al dirigirse el fluido caliente hacia el suministro de energía para ACS existen pérdidas en la línea de distribución y accesorios, obteniendo así un rendimiento estimado del sistema de 63%.

3.5.1. Potencia total de la caldera

Acorde a la definición de rendimiento de un caldero, el calor disponible se refiere a la cantidad de energía generada al quemar un combustible [44]. Dicho de otra manera, este calor se obtiene al multiplicar el flujo volumétrico por el poder calorífico inferior

del combustible, dato que se extrajo del software especializado para proyectos de energía y se corroboró con grupo Castillo [45].

$$P_{T \text{ caldera}} = \dot{Q}_c * PCI \quad (3.19)$$

$$P_{T \text{ caldera}} = 20 \frac{\text{gal}}{\text{h}} * 38 \frac{\text{kWh}}{\text{gal}}$$

$$P_{T \text{ caldera}} = 760 \text{ kW}$$

Donde:

\dot{Q}_c : Flujo volumétrico del combustible que ingresa a la caldera $\left[\frac{\text{gal}}{\text{h}}\right]$.

PCI : Poder calorífico inferior del Diesel $\left[\frac{\text{kWh}}{\text{gal}}\right]$.

3.5.2. Demanda térmica de la caldera para ACS

El consumo energético representada en combustible es la razón entre la demanda de potencia térmica para el ACS y la eficiencia en el sistema de vapor.

$$D_{T \text{ caldera para ACS}} = \frac{D_{Pt \text{ ACS}}}{\eta_{Sist.vapor}} \quad (3.20)$$

$$D_{T \text{ caldera para ACS}} = \frac{296,582 \text{ kW}}{0,63}$$

$$D_{T \text{ caldera para ACS}} = 470,765 \text{ kW}$$

Donde:

$D_{Pt \text{ ACS}}$: Demanda de potencia térmica para el ACS [kW].

$\eta_{Sist.vapor}$: Eficiencia en el sistema de vapor [%].

Energía que se consume en ACS

La energía que se consume en el calentamiento de agua sanitaria se determina por medio de la ecuación que se presenta a continuación.

$$E_{ACS} = \frac{D_{T \text{ caldera para ACS}}}{P_{T \text{ caldera}}} \quad (3.21)$$

$$E_{ACS} = \frac{470,765 \text{ kW}}{760 \text{ kW}}$$

$$E_{ACS} = 0,62 = 62\%$$

Esto quiere decir que el consumo de diésel industrial para la generación de vapor es de 12,4 galones por cada hora que opera la caldera, con la finalidad de conseguir ACS para el hospital.

3.6. Demanda de Agua potable anual

En el Hospital General Ambato IESS el consumo de agua potable al mes es de 5.394.000 litros (**ANEXO D**). La demanda anual se puede calcular por medio de la siguiente ecuación:

$$D_{anual \ AP} = 5.394.000 \frac{l}{mes} * 12 \text{ meses} \quad (3.22)$$

$$D_{anual \ AP} = 64.728.000 \frac{l}{año}$$

Donde, $D_{anual \ AP}$ es la demanda de agua potable en $\left[\frac{l}{año}\right]$.

3.7. Demanda de ACS anual

El hospital está diseñado para 300 camas, en donde cada cama consume $196,84 \frac{l}{día}$ [46], ocasionando una demanda diaria de $59.052 \frac{l}{día}$. El gasto anual de ACS se determina de la siguiente manera:

$$D_{anual \ ACS} = 59.052 \frac{l}{día} * 365 \text{ días} \quad (3.23)$$

$$D_{anual \ ACS} = 21.553.980 \frac{l}{año}$$

Es decir que el 33% del agua potable se destina para el calentamiento de agua sanitaria con el objetivo de suministrar dicho fluido hacia los bloques de la institución.

3.7.1. Demanda energética de ACS anual

En la demanda calorífica anual del sistema de calentamiento de agua sanitaria, se involucra la demanda anual, el calor específico a una temperatura de película y la diferencia de temperaturas entre la salida y el ingreso del fluido frío.

$$D_{energética\ anual\ ACS} = D_{anual\ ACS} * C_{pc} * (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (3.24)$$

$$D_{energética\ anual\ ACS} = 21.553.980 \frac{l}{año} * 4,178 \frac{kJ}{kg\ ^\circ C} * (50 - 16)^\circ C$$

$$D_{energética\ anual\ ACS} = 850.496,101 \frac{kWh}{año}$$

3.7.2. Demanda calorífica del combustible

El consumo de combustible es la razón entre la demanda energética para el calentamiento de agua sanitaria anual y la eficiencia en el sistema de vapor.

$$D_{combustible} = \frac{D_{energética\ anual\ ACS}}{\eta_{sist.vapor}} \quad (3.25)$$

$$D_{combustible} = \frac{850.496,101 \frac{kWh}{año}}{0,63}$$

$$D_{combustible} = 1.349.993,811 \frac{kWh}{año}$$

Al dividir el consumo energético del combustible para su PCI se obtiene como resultado $35.526,152 \frac{gal}{año}$.

Costo unitario de energía

Se determina mediante la ecuación que se presenta a continuación:

$$C_{Energía} = \frac{C_{combustible}}{PCI} \quad (3.26)$$

$$C_{Energía} = \frac{3,024\ USD}{38 \frac{kWh}{gal}}$$

$$C_{Energía} = 0,08 \frac{USD}{kWh}$$

Donde:

$C_{combustible}$: Costo del Diesel industrial No.2 [USD].

3.7.3. Costo por consumo de combustible

Con la ecuación (3.27) que se muestra a continuación, se calcula el costo por consumo de combustible para el sistema de energía de agua caliente sanitaria.

$$C_{combustible} = 1.349.993,811 \frac{kWh}{año} * 0,08 \frac{USD}{kWh} \quad (3.27)$$

$$C_{combustible} = 107.999,504 \frac{USD}{año}$$

3.8. Análisis de alternativas de generación térmica para ACS

3.8.1. Sistema híbrido: Colectores solares térmicos y Bombas de calor

El presente análisis tiene como objetivo la sustitución del consumo de combustibles fósiles por un sistema sostenible, motivo por el cual se pretende cubrir el 60,3% de la demanda energética para ACS con fracción solar y el 39,7% de dicha demanda con bombas de calor mediante el consumo eléctrico.

3.8.1.1. Demanda energética para cubrir con colectores solares

La demanda calorífica que se necesita para cubrir el consumo energético anual con colectores solares se calcula de la siguiente manera:

$$D_{energética\ C.S.} = D_{energética\ anual\ ACS} * Fr_{solar} \quad (3.28)$$

$$D_{energética\ C.S.} = 850.496,101 \frac{kWh}{año} * 0,603$$

$$D_{energética\ C.S.} = 512.849,148 \frac{kWh}{año}$$

El 60,3% del consumo energético para el calentamiento de agua sanitaria se traduce en $512.849,148 \frac{kWh}{año}$, por lo que es necesario emplear 170 colectores solares térmicos de placa plana de $2,5\ m^2$ cada uno para cubrir dicha demanda. Como se observa en el (ANEXO G2) mediante una simulación realizada en el software especializado en proyectos de eficiencia energética.

3.8.1.2. Demanda energética para cubrir con Bombas de calor

Con la ecuación (3.28) que se empleó anteriormente, se determina la demanda energética que se requiere para cubrir con bombas de calor.

$$D_{energética\ B.C.} = D_{energética\ anual\ ACS} * Fr_{B.C.}$$

$$D_{energética\ B.C.} = 850.496,101 \frac{kWh}{año} * 0,397$$

$$D_{energética\ B.C.} = 337.646,952 \frac{kWh}{año}$$

El consumo eléctrico anual de la bomba de calor se calcula con un coeficiente de rendimiento (COP) de 4 ya que los proveedores sugieren que se considere este valor para la operación de estos equipos en el Ecuador.

$$D_{eléctrica\ B.C.} = \frac{D_{energética\ B.C.}}{COP} \quad (3.29)$$

$$D_{eléctrica\ B.C.} = \frac{337.646,952 \frac{kWh}{año}}{4}$$

$$D_{eléctrica\ B.C.} = 84.411,738 \frac{kWh}{año}$$

Con un 39,7% del consumo total de energía destinado al calentamiento de agua sanitaria, se necesitan $337.646,952 \frac{kWh}{año}$ al año. Para satisfacer esta demanda, se requiere el uso de cuatro bombas de calor, cada una con una capacidad de $140.000\ BTU/h$.

3.9. Sistema híbrido: Colectores solares y Vapor

Se propone la disminución del 60% en consumo de vapor, mediante el uso de 170 colectores solares térmicos de placa plana de $2,5\ m^2$ cada uno para cubrir la demanda energética de $512.849,148 \frac{kWh}{año}$ (ANEXO G2), con la finalidad de mantener el sistema actual para abarcar el resto del consumo anual.

3.10. Bombas de calor

Para satisfacer la demanda total de energía destinada al calentamiento de agua sanitaria, se necesitan $850.496,101 \frac{kWh}{año}$. Para lograr esto, se deben utilizar ocho bombas de calor, cada una con una capacidad de $140.000 BTU/h$.

$$D_{el\acute{e}ctrica\ B.C.} = \frac{D_{energ\acute{e}tica\ B.C.}}{COP}$$

$$D_{el\acute{e}ctrica\ B.C.} = \frac{850.496,101 \frac{kWh}{año}}{4}$$

$$D_{el\acute{e}ctrica\ B.C.} = 212.624,025 \frac{kWhe}{año}$$

3.11. Recuperación de calor

Se plantea una metodología de recuperación de calor de gases secos de la caldera No. 03 del cuarto de máquinas de la institución para la generación de ACS, para ello se considera información recolectada por Vargas [47], donde realiza un análisis de gases con la finalidad de determinar las emisiones reales de estos.

Tabla 3.10. Emisión de Gases [47].

Máxima Potencia				
Oxígeno (%)	Dióxido de Carbono (%)	Monóxido de Carbono (ppm)	Exceso de Aire (%)	Eficiencia (%)
1,89	14,19	6,88	9,16	86,69

3.11.1. Cálculo del exceso de aire presente en la combustión

Es necesario añadir más aire del necesario para asegurar una combustión completa. Esta cantidad adicional de aire se expresa generalmente en porcentaje con respecto al aire estequiométrico. Tanto el aire estequiométrico como el exceso de aire requerido para lograr una combustión completa en la realidad dependen del tipo de combustible y del sistema de combustión utilizado. Mediante la ecuación que se presenta a continuación se puede calcular este parámetro [48].

$$\% e = \frac{21}{21 - O_2} - 1 \quad (3.30)$$

$$\% e = \frac{21}{21 - 1,89} - 1$$

$$\% e = 0,098 = 9,89\%$$

Se calcula el coeficiente de exceso (λ) con el propósito de poder multiplicarlo directamente con la relación aire-combustible estequiométrica [48].

$$\lambda = 1 + \%e \quad (3.31)$$

$$\lambda = 1 + 0,098$$

$$\lambda = 1,098$$

Donde λ es adimensional.

3.11.2. Relación aire-combustible real

Se determina mediante el coeficiente de exceso y el aire que se requiere para la combustión estequiométrica de 1 kg de diésel, cuyo factor es: $\left(\frac{A}{C}\right)_{st} = 14,137 \frac{kg_{aire}}{kg_{Diesel}}$ [48].

$$\left(\frac{A}{C}\right)_{real} = \left(\frac{A}{C}\right)_{st} * \lambda \quad (3.32)$$

$$\left(\frac{A}{C}\right)_{real} = 14,137 \frac{kg_{aire}}{kg_{Diesel}} * 1,098$$

$$\left(\frac{A}{C}\right)_{real} = 15,522 \frac{kg_{aire}}{kg_{Diesel}}$$

3.11.3. Flujo de gases secos

La ecuación (3.33) permite determinar el flujo de gases secos partiendo del análisis de la cantidad de aire, combustible y gases de combustión, teniendo en consideración la resta de los gases de vapor de agua generados por la combustión del hidrógeno. Además, se considera que el porcentaje de Hidrógeno en peso del Diesel es de 0,12 [48].

$$m_{gases\ secos} = \left[1 + \left(\frac{A}{C} \right)_{real} \right] - 9 * \%H_2 \quad (3.33)$$

$$m_{gases\ secos} = \left[1 + 15,522 \frac{kg_{aire}}{kg_{Diesel}} \right] - 9 * 0,12$$

$$m_{gases\ secos} = 15,442 \frac{kg_{aire}}{kg_{Diesel}}$$

Donde:

$m_{gases\ secos}$: Flujo de gases secos $\left[\frac{kg_{aire}}{kg_{Diesel}} \right]$.

3.11.4. Flujo másico del combustible

Se determina mediante la ecuación (3.34), considerando que la densidad del combustible es de $3,6 \frac{kg}{gal}$ y que la caldera consume $20 \frac{gal}{h}$ para la generación de vapor.

$$\dot{m}_{combustible} = 20 \frac{gal}{h} * 3,6 \frac{kg}{gal} * \frac{1h}{3600s} \quad (3.34)$$

$$\dot{m}_{combustible} = 0,02 \frac{kg}{s}$$

3.11.5. Flujo másico de los gases secos

Es el producto del flujo de los gases secos y el flujo másico del combustible.

$$\dot{m}_{gases\ secos} = 0,02 \frac{kg_{Diesel}}{s} * 15,442 \frac{kg_{aire}}{kg_{Diesel}} \quad (3.35)$$

$$\dot{m}_{gases\ secos} = 0,308 \frac{kg}{s}$$

3.11.6. Recuperación del calor sensible de los gases secos

Se propone el aprovechamiento del calor sensible contenido de los gases secos mediante la utilización de la ecuación (3.36) tomando en consideración los siguientes parámetros de entrada:

$C_p\ gases\ secos = 1 \frac{kJ}{kg\ K}$, es el calor específico de los gases que salen de la chimenea [48].

$T_{gases\ secos} = 182,7\ ^\circ C$, es la temperatura a la que salen los gases de la chimenea [47].

$T_{\text{mín gases secos}} = 120 \text{ °C}$, es la temperatura mínima recomendable con la cual se puede expulsar los gases de la chimenea, al considerar una temperatura inferior a esta, el vapor de agua en la etapa de salida del aire de combustión se condensaría en forma de líquido, si el aire estuviese enfriado a temperatura constante. Se la denomina temperatura de rocío y es un indicador del contenido de humedad del aire de combustión, es fundamental tenerla en cuenta para evitar la corrosión en el sistema de la caldera.

$$Q_{\text{recuperable}} = \dot{m}_{\text{gases}} * C_{p \text{ gases}} * (T_{\text{gases secos}} - T_{\text{mín gases secos}}) \quad (3.36)$$

$$Q_{\text{recuperable}} = 19,311 \text{ kW}$$

Donde el, $Q_{\text{recuperable}}$ se expresa en kW .

Los gases secos pueden contener una cantidad significativa de calor. Mediante el uso de intercambiadores de calor, se puede capturar y aprovechar ese calor para generar vapor o energía térmica para distintos usos, uno de ellos aparte del calentamiento de agua sanitaria podría ser calentar el aire.

3.11.7. Flujo volumétrico de los gases secos

Se determina partiendo de la ecuación (3.3), sabiendo que la densidad de los gases secos es de $1 \frac{kg}{m^3}$ y el flujo másico es $0,308 \frac{kg}{s}$.

$$\dot{m}_{\text{gases secos}} = \rho * Q_{\text{gases secos}}$$

$$\dot{Q}_{\text{gases secos}} = \frac{0,308 \frac{kg}{s}}{1 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{Q}_{\text{gases secos}} = 0,308 \frac{m^3}{s} = 308 \frac{l}{s}$$

3.11.8. Energía térmica recuperada

Es la multiplicación del calor recuperable y el número de horas que existe en 365 días.

$$E_{\text{recuperada}} = 19,311 \text{ kW} * 8760 \text{ h} \quad (3.37)$$

$$E_{\text{recuperada}} = 169.164,36 \text{ kWh}$$

ETAPA IV: COMPARACIÓN DE CADA ALTERNATIVA

Se realizó el análisis económico y financiero de cada alternativa propuesta para el calentamiento de agua sanitaria, basándose en el software especializado en proyectos de energía (**ANEXO H**). El estudio permite comparar los sistemas planteados con la finalidad de conocer las características de cada uno, las tablas que se presentan a continuación describen lo siguiente:

- En la tabla 3.10 se indica la propuesta de un sistema híbrido, empleando: 170 colectores térmicos, Viessmann de $2,5 m^2$ cada uno y 4 bombas de calor con una capacidad de $140.000 BTU/h$.
- En la tabla 3.11 se planteó un sistema híbrido, el cual debe cubrir el 60% de la demanda con 170 colectores térmicos, Viessmann de $2,5 m^2$ cada uno y el resto del consumo con el proceso actual.
- En la tabla 3.12 se propone el empleo de 8 bombas de calor de $140.000 BTU/h$ cada una.
- En la tabla 3.13 se considera la recuperación de calor sensible de los gases secos de la chimenea de la caldera, dando como resultado un aprovechamiento de 19,311 kW.

Tabla 3.11. Caso propuesto N° 1.

PROPUESTA	DESCRIPCIÓN	DEMANDA DE ENERGÍA (kWh/año)	COSTO CONSUMO ENERGÍA (USD/año)	AHORRO ECONÓMICO ANUAL (USD/año)	INVERSIÓN	TIR	VAN	PAYBACK
Sistema híbrido: 60,3% colectores térmicos y 39,7% bombas de calor.	170 colectores Viessmann de 2,5 m2 cada uno. Tipo: placa plana. 4 bombas de calor de 140.000 BTU/h cada una.	84.411,74	\$ 7.597,06	\$100.402,45	\$327.953,00	30,60%	\$426.123	3,27

Tabla 3.12. Caso propuesto N° 2.

PROPUESTA	DESCRIPCIÓN	DEMANDA DE ENERGÍA (kWh/año)	COSTO CONSUMO ENERGÍA (USD/año)	AHORRO ECONÓMICO ANUAL (USD/año)	INVERSIÓN	TIR	VAN	PAYBACK
Sistema híbrido: 60,3% colectores térmicos y 39,7% vapor.	170 colectores Viessmann de 2,5 m2 cada uno. Tipo: placa plana.	535.947,54	\$ 42.875,80	\$ 65.123,70	\$271.520	30%	\$271.853	4,17

Tabla 3.13. Caso propuesto N° 3.

PROPUESTA	DESCRIPCIÓN	DEMANDA DE ENERGÍA (kWh/año)	COSTO CONSUMO ENERGÍA (USD/año)	AHORRO ECONÓMICO ANUAL (USD/año)	INVERSIÓN	TIR	VAN	PAYBACK
Bombas de calor.	8 bombas de calor de 140.000 BTU/h cada una.	212.624,03	\$ 19.136,16	\$ 88.863,34	\$135.000	66,20%	\$532.378	1,52

Tabla 3.14. Caso propuesto N° 4.

PROPUESTAS	DESCRIPCIÓN	DEMANDA DE ENERGÍA (kWh/año)	COSTO CONSUMO ENERGÍA (USD/año)	AHORRO ECONÓMICO ANUAL (USD/año)	INVERSIÓN	TIR	VAN	PAYBACK
Recuperación de calor - gases de escape.	Aprovechamiento de 19,311 kW térmicos. Flujo de gases: 0,3 kg/s. T gases: 182,7°C, T final: 120 °C. 19,3% de recuperación.	1.081.478,96	\$ 86.518,31	\$ 21.481,18	\$ 40.000	52,30%	\$116.314	1,91

3.12. Verificación de Hipótesis

Para llevar a cabo el cumplimiento de la hipótesis se utilizó el software especializado en proyectos de energía en el cual se desarrolló estrategias para reducir la huella de carbono y mejorar la sostenibilidad.

En las tablas que se presentan a continuación se puede observar las toneladas de CO_2 que se reduciría anualmente empleando otras fuentes térmicas en comparación al proceso actual, mediante la multiplicación del factor de emisión, dato proporcionado por el software y el ahorro de energía de cada caso propuesto.

Tabla 3.15. Comparación de emisiones de carbono en caso base y caso propuesto N° 1.

Emisiones GEI	Valor	Unidad
Caso Actual	343	$\frac{tCO_2}{año}$
Sistema híbrido: Colectores solares + Bombas de calor	18	$\frac{tCO_2}{año}$
Reducción anual bruta de emisiones GEI	325	$\frac{tCO_2}{año}$

Tabla 3.16. Comparación de emisiones de carbono en caso base y caso propuesto N°2.

Emisiones GEI	Valor	Unidad
Caso Actual	343	$\frac{tCO_2}{año}$
Sistema híbrido: Colectores solares + Vapor	136	$\frac{tCO_2}{año}$
Reducción anual bruta de emisiones GEI	207	$\frac{tCO_2}{año}$

Tabla 3.17. Comparación de emisiones de carbono en caso base y caso propuesto
N° 3.

Emisiones GEI	Valor	Unidad
Caso Actual	343	$\frac{tCO_2}{año}$
Bombas de Calor	45	$\frac{tCO_2}{año}$
Reducción anual bruta de emisiones GEI	298	$\frac{tCO_2}{año}$

Tabla 3.18. Comparación de emisiones de carbono en caso base y caso propuesto
N° 4.

Emisiones GEI	Valor	Unidad
Caso Actual	343	$\frac{tCO_2}{año}$
Recuperación de calor – Gases de escape	277	$\frac{tCO_2}{año}$
Reducción anual bruta de emisiones GEI	66	$\frac{tCO_2}{año}$

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- En la fase de levantamiento de información en el sitio de análisis se identificó las características principales para el calentamiento de agua sanitaria, lo que permite subclasificarlo en tres secciones: el primero es el caldero, el cual es un dispositivo que su principal función es generar vapor; la distribución del fluido caliente se lleva a cabo por medio de tuberías y un manifold que es el responsable de suministrar dicho fluido hacia tres áreas de la institución: lavandería, dietética y un intercambiador de calor que es el encargado de aprovechar el vapor producido por la caldera con la finalidad de añadir calor al agua que luego se distribuye a todos los bloques de la institución. Esta clasificación permitió puntualizar criterios fundamentales para determinar la demanda energética de ACS anual.
- Acorde con el cálculo de eficiencia del suministro de agua caliente sanitaria, se puede aseverar que la reducción de la efectividad del intercambiador, depende de la acumulación de depósitos que exista en las superficies de transferencia de calor. De esta manera la eficiencia puede disminuirse desde 41,46% hasta 36,35% dependiendo del factor de incrustación considerado.
- Al finalizar el trabajo de investigación se estableció que para cubrir la demanda energética para el calentamiento de agua sanitaria con las alternativas propuestas se requiere de $850.496,101 \frac{kWh}{año}$.
- Se concluyó que la propuesta financiera más viable con respecto al suministro calorífico para ACS son las bombas de calor, considerando que cubren en su totalidad la demanda energética y su retorno de inversión es de menor tiempo en comparación a los otros sistemas de generación térmica para el calentamiento de agua sanitaria, debido a que aproximadamente en un año y medio el coste será saldado.
- Al determinar el potencial de recuperación de calor de la chimenea se concluyó que por cada galón/hora que se consume para la operación de la caldera se tiene disponible 19,311 kW aprovechables de gases secos.

- De acuerdo con el software especializado en proyectos de energía, las toneladas de dióxido de carbono que se reducirían en relación al caso base, empleando otras fuentes energéticas serían las siguientes: colectores solares asistido por bombas de calor disminuiría en un 94,7%, colectores solares con vapor en un 60,3%, bombas de calor en un 86,8% y recuperación de calor en un 19,3%. Obteniendo así un menor impacto ambiental el primer y tercer caso propuesto.

4.2. Recomendaciones

- Es recomendable disponer de un dossier de los equipos del cuarto de máquinas del Hospital General Ambato IESS, previo al estudio térmico con la finalidad de utilizar información importante para el trabajo de investigación.
- Partiendo del trabajo experimental, es necesario proponer alternativas para el sistema térmico actual del cuarto de máquinas de la institución. Estas propuestas incluyen la limpieza de tubos del intercambiador de calor y caldera, reemplazo del material aislante en zonas específicas, así como también, aplicación de pintura en superficies desgastadas.
- Se sugiere investigar datos técnicos de proveedores y fabricantes con el objetivo de conseguir información real sobre características de fluidos como: densidad, conductividad térmica, viscosidad dinámica y cinemática, calor específico, entre otros.
- Se propone cotizar materiales y equipos a distribuidores nacionales, con la finalidad de ahorrar costos de importación, por ende, optimizar tiempo y recursos económicos.
- Se recomienda verificar la temperatura del agua caliente sanitaria de la entidad ya que se utiliza para fines sanitarios, es por ello que este fluido se caracteriza por ser de alta calidad, cumplir con estándares de salubridad muy elevados con el propósito de evitar el crecimiento bacteriano y contaminación.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] C. Shen, K. Zhao, J. Ge y Q. Zhou, “Analysis of Building Energy Consumption in a Hospital in the Hot Summer and Cold Winter Area”, *Elsevier*, vol. X, n° 158, pp. 3735-3740, 2018.
- [2] L. Lannelli, R. Prieto y S. Gil, “Eficiencia en el calentamiento de agua”, *Petrotecnia*, vol. 39, pp. 86-95, 2016.
- [3] M. Buker y S. Riffat, “Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 55, pp. 399-413, 2016.
- [4] F. Hengel, A. Heinz y R. Rieberer, “Performance analysis of a heat pump with desuperheater for residential buildings using different control and implementation strategies”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 105, pp. 256-265, July 2016.
- [5] J. Calle, J. Fajardo y L. Sánchez, “Agua caliente sanitaria de uso doméstico con Energía Solar, una alternativa para la ciudad de Cuenca”, *Ingenius*, n° 4, pp. 57-65, Octubre 2010.
- [6] J. Salazar, “Determinación de la eficiencia energética del sistema térmico de la casa de máquinas del Hospital General Ambato (IESS) usando la metodología propuesta por ISO 50001”, bachelorThesis, Universidad Técnica de Ambato , Septiembre 2022.
- [7] D. Padrón y S. Morales, “Alternativas para el mejoramiento de la gestión energética del Hospital Santa Clara E.S.E., Bogotá D.C., Colombia”, M.S. thesis, Universidad de la Salle, 2011.
- [8] Instituto Ecuatoriano de Normalización, “Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN-ISO 50001; Sistemas De Gestión De La Energía. Requisitos Con Orientación Para Su Uso”, Quito, Ecuador, 2012.

- [9] R. Castrillón, J. Monteaguado, A. Borroto y E. Quispe, “Línea de Base Energética en la implementación de la norma ISO 50001. Estudios de casos”, *El Hombre y la Máquina*, n° 46, pp. 137-143 , 2015.
- [10] L. Albuja y P. Soria, “Elaboración de un Sistema de Gestión Energética para el Hospital Baca Ortiz de Quito, según normativa INEN NTE ISO 50001”, M.S. thesis, Escuela Politécnica Nacional , Septiembre 2017.
- [11] ISO ORG, “ISO Standards”, Geneva, 2021.
- [12] C. Arpi y V. Salazar, “Implementación inicial de un sistema de gestión de uso de energía en un Hospital Público del Ecuador”, M.S. thesis, Escuela Politécnica Nacional, Junio 2016.
- [13] Y. Cengel y M. Boles, *Termodinámica*, 9na ed. México: McGraw Hill, 2019.
- [14] J. Suárez, “La bomba de calor como alternativa tecnológica para producción de Agua Caliente Sanitaria. Eficiencia Energética del Sistema y Fuentes de Calor”, bachelorThesis, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2021.
- [15] M. Moran y H. Shapiro, *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, 2da ed. Barcelona: Reverte, 2004.
- [16] V. Capito, “Diseño y simulación de una bomba de calor de alta temperatura para aplicaciones residenciales en Quito que reemplacen el refrigerante R134A”, bachelorThesis, Escuela Politécnica Nacional, Enero 2019.
- [17] J. Jiménez, “Diferencias entre Bomba de Calor Aire-Agua y Aire-Aire-Noticias en el Sector de la Calefacción y Climatización” 20-02-2019. [En línea]. Available: <https://www.gasfriocalor.com/blog/aeroterminia/diferencias-entre-bomba-de-calor-aire-agua-y-aire-aire/>. [Último acceso: 24-04-2023].
- [18] P. Espiñeira, “Bomba de calor hoy. Funcionamiento e implantación para calefacción y ACS” 06-04-2022. [En línea]. Available: <https://www.caloryfrio.com/calefaccion/bomba-de-calor/bomba-de-calor.html>. [Último acceso: 24-04-2023].

- [19] AFEC, *La Bomba de Calor: Fundamentos, Tecnología y Casos Prácticos*, Madrid: FALSARIA, 2019.
- [20] E. Hervás, “Aprovechamiento del calor residual a baja temperatura mediante bombas de calor para la producción de agua caliente”, PhD Thesis, Universidad Politécnica de Valencia , Enero 2020.
- [21] J. García, C. Miguez, F. Monedero y I. Rico, *Síntesis del Estudio Parque de Bombas de Calor en España*, España: IDAE, 2019.
- [22] G. Robles, “gerardorobles”, 28-02-2016. [En línea]. Available: <https://gerardorobles.es/bomba-de-calor/>. [Último acceso: 24 04 2023].
- [23] F. Rey y E. Velasco, *Bombas de calor y energías renovables en edificios*, Madrid: Paraninfo, S.A., 2005.
- [24] J. Cabanzón, “Diseño y Cálculo de un Intercambiador de Calor”, bachelorThesis, Universidad de Cantabria , Mayo 2018.
- [25] Y. Cengel y A. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*, 4ta ed. España: McGraw Hill , 2011.
- [26] D. Kern, *Procesos de Transferencia de Calor*, México: McGraw Hill, 1999.
- [27] A. Menéndez, E. García, D. Suárez y R. Borrajo, “Estudio numérico de intercambiadores de calor compactos empleando generadores de vórtices con forma de paralelogramo”, vol. 23, La Habana, 2020.
- [28] E. Olivares, “Estudio numérico del uso de generadores de vórtices longitudinales en un intercambiador de calor compacto de aletas y tubos”, bachelorThesis, Universidad de Chile , 2022.
- [29] L. Evangelisti, R. De Lieto Vollaro y F. Asdrubali, “Latest advances on solar thermal collectors: A comprehensive review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 114, 2019.

- [30] M. Imtiaz Hussain, C. Ménézo y J.-T. Kim, “Advances in solar thermal harvesting technology based on surface solar absorption collectors: A review”, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 187, pp. 123-139, 2018.
- [31] P. Islam y T. Morimoto, “Advances in low to medium temperature non-concentrating solar thermal technology”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 82, pp. 2066-2093, 2018.
- [32] G. Barone, A. Buonomano, C. Forzano y A. Palombo, “Chapter 6 - Solar thermal collectors”, *Solar Hydrogen Production*, pp. 151-178, 2019.
- [33] S. Suman, M. K. Khan y M. Pathak, “Performance enhancement of solar collectors-A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 49, pp. 192-210, 2015.
- [34] A. Veera Kumar, T. Arjunan, D. Seenivasan, R. Venkatramanan y S. Vijayan, “Thermal performance of an evacuated tube solar collector with inserted baffles for air heating applications”, *Solar Energy*, vol. 215, pp. 131-143, 2021.
- [35] K. Ravi Kumar, N. Krishna Chaitanya y N. Sendhil Kumar, “Solar thermal energy technologies and its applications for process heating and power generation – A review”, *Journal of Cleaner Production*, vol. 282, 2021.
- [36] A. Shafieian, M. Khiadani y A. Nosrati, “A review of latest developments, progress, and applications of heat pipe solar collectors”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 95, pp. 273-304, 2018.
- [37] M. Lozano, “Colectores Solares Térmicos”, Universidad de Zaragoza , 2019.
- [38] D. Gao, G. Gao, J. Cao, S. Zhong, X. Ren, Y. Dabwan, M. Hu, D. Jiao, T. Kwan y G. Pei, “Experimental and numerical analysis of an efficiently optimized evacuated flat plate solar collector under medium temperature”, *Applied Energy*, vol. 269, 2020.

- [39] L. Kumar, M. Hasanuzzaman y N. Rahim, “Global advancement of solar thermal energy technologies for industrial process heat and its future prospects: A review”, *Energy Conversion and Management*, vol. 195, pp. 885-908, 2019.
- [40] J. Uceda, *Calderas Industriales Eficientes*, Madrid: FENERCOM, 2013.
- [41] Comité Ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de la Construcción, *NORMA HIDROSANITARIA NHE AGUA*, Quito , 2011.
- [42] El Herald, “IESS Ambato atiende otro tipo de emergencia” 03-08-2020. [En línea]. Available: <https://www.elheraldo.com.ec/iess-ambato-atiende-otro-tipo-de-emergencias/>. [Último acceso: 11-07-2023].
- [43] W. McCabe, J. Smith y P. Harriott, *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*, 7ma ed. México: McGraw-Hill, 2007.
- [44] P. Mehta y A. Thumann, *Handbook of Energy Engineering*. Salt Lake City: River Publishers , 2020.
- [45] Grupo Castillo, “Composición y características del gasóleo” 10-09-2019. [En línea]. Available: <https://castillogrupo.com/blog/composicion-y-caracteristicas-del-gasoleo/>. [Último acceso: 17-07-2023].
- [46] ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1, *Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*, Atlanta , 2016.
- [47] D. Vargas, “Diseño e implementación de un sistema de control de combustión y monitoreo de gases generados en el caldero 3 del IESS hospital de Ambato”, bachelorThesis, Escuela Politécnica Nacional, Febrero 2014.
- [48] Agencia Chilena de Eficiencia Energética, “Guía para la Calificación de Consultores en Eficiencia Energética”, Chile , 2010.
- [49] R. Mott, *Mecánica de fluidos*, 6ta ed. México: PEARSON Educación, 2006.

ANEXOS

ANEXO A (PROPIEDADES DE FLUIDOS)

- Propiedades del agua saturada (ANEXO A1)

Propiedades del agua saturada													
Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpia de vaporización, h _g , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—

Fuente: [25].

- Velocidades sugeridas para fluidos (ANEXO A2)

Fluido	Tipo de Flujo	Velocidad	
		ft/s	m/s
Líquidos poco viscosos	Flujo por gravedad	0.5 – 1	0.15 – 0.30
	Entrada de bomba	1 – 3	0.3 – 0.9
	Salida de bomba	4 – 10	1.2 – 3
	Línea de Conducción	4 – 8	1.2 – 2.4
Líquidos viscosos	Entrada de bomba	0.2 – 0.5	0.06 – 0.15
	Salida de bomba	0.5 – 2	0.15 – 0.6
Vapor de Agua		30 – 50	9 – 15
Aire o gas		30 – 100	9 – 30

Fuente: [43].

- Factores de incrustación (ANEXO A3)

Fluido	$R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

Fuente: [25].

ANEXO B (PROPIEDADES DE LOS MATERIALES)

- Tubería de Acero Inoxidable SA 240-304 (Cédula 40) (ANEXO B1)

DIMENSIONES										
DIÁMETRO NOMINAL	DIÁMETRO EXTERNO	SCH 10S			SCH 40S			SCH 80S		
		ESPESOR NOMINAL	PESO		ESPESOR NOMINAL	PESO		ESPESOR NOMINAL	PESO	
pulg	mm	mm	kg/m	kg (6m)	mm	kg/m	kg (6m)	mm	kg/m	kg (6m)
1/4	13.7	1.65	0.49	2.94	2.24	0.63	3.78	3.02	0.80	4.80
3/8	17.1	1.65	0.63	3.78	2.31	0.85	5.10	3.20	1.09	6.54
1/2	21.3	2.11	1.00	6.00	2.77	1.27	7.62	3.73	1.62	9.72
3/4	26.7	2.11	1.28	7.68	2.87	1.69	10.14	3.91	2.20	13.20
1	33.4	2.77	2.09	12.54	3.38	2.50	15.00	4.55	3.24	19.44
1 1/4	42.2	2.77	2.69	16.14	3.56	3.39	20.34	4.85	4.47	26.82
1 1/2	48.3	2.77	3.11	18.66	3.68	4.05	24.30	5.08	5.41	32.46
2	60.3	2.77	3.93	23.58	3.91	5.45	32.70	5.54	7.49	44.94
2 1/2	73.0	3.05	5.27	31.62	5.16	8.64	51.84	7.01	11.42	68.52
3	88.9	3.05	6.46	38.76	5.49	11.30	67.80	7.62	15.28	91.68
4	114.3	3.05	8.37	50.22	6.02	16.09	96.54	8.56	22.34	134.04
5	141.3	3.40	11.6	69.60	6.56	21.8	130.80	9.53	31.0	186.00
6	168.3	3.40	13.85	83.10	7.11	28.28	169.68	10.97	42.60	255.60
8	219.1	3.76	19.98	119.88	8.18	42.57	255.42	12.70	64.69	388.14
10	273.0	4.19	27.88	167.28	9.27	60.36	362.16	12.70	81.6	489.60
12	323.8	4.57	36.08	216.48	9.53	73.9	443.40	12.70	97.4	584.40
14	355.6	4.78	41.3	247.80	9.53	81.3	487.80	12.70	107.4	644.40
16	406.4	4.78	47.3	283.80	9.53	93.3	559.80	12.70	123.3	739.80
18	457.2	4.78	53.3	319.80	9.53	105.2	631.20	12.70	139.2	835.20
20	508	5.54	68.8	412.80	9.53	117.2	703.20	12.70	155.1	930.60
22	558.8	5.54	75.5	453.00	9.53	129.1	774.60	12.70	171.1	1026.60
24	609.6	6.35	94.5	567.00	9.53	141.1	846.60	12.70	187.1	1122.60

Fuente: HGA, Tubería de Acero Inoxidable SA 240-304.

- Tubería de Acero (Cédula 80) (ANEXO B2)

Tamaño nom. de tubería (pulg)	Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Flujo de área	
	(pulg)	(mm)	(pulg)	(mm)	(pulg)	(pies)	(mm)	(pies ²)	(m ²)
1/8	0.405	10.3	0.095	2.41	0.215	0.017 92	5.5	0.000 253	2.350 × 10 ⁻⁵
1/4	0.540	13.7	0.119	3.02	0.302	0.025 17	7.7	0.000 497	4.617 × 10 ⁻⁵
3/8	0.675	17.1	0.126	3.20	0.423	0.035 25	10.7	0.000 976	9.067 × 10 ⁻⁵
1/2	0.840	21.3	0.147	3.73	0.546	0.045 50	13.9	0.001 625	1.510 × 10 ⁻⁴
3/4	1.050	26.7	0.154	3.91	0.742	0.061 83	18.8	0.003 00	2.787 × 10 ⁻⁴
1	1.315	33.4	0.179	4.55	0.957	0.079 75	24.3	0.004 99	4.636 × 10 ⁻⁴
1 1/4	1.660	42.2	0.191	4.85	1.278	0.106 5	32.5	0.008 91	8.278 × 10 ⁻⁴
1 1/2	1.900	48.3	0.200	5.08	1.500	0.125 0	38.1	0.012 27	1.140 × 10 ⁻³
2	2.375	60.3	0.218	5.54	1.939	0.161 6	49.3	0.020 51	1.905 × 10 ⁻³
2 1/2	2.875	73.0	0.276	7.01	2.323	0.193 6	59.0	0.029 44	2.735 × 10 ⁻³
3	3.500	88.9	0.300	7.62	2.900	0.241 7	73.7	0.045 90	4.264 × 10 ⁻³
3 1/2	4.000	101.6	0.318	8.08	3.364	0.280 3	85.4	0.061 74	5.736 × 10 ⁻³
4	4.500	114.3	0.337	8.56	3.826	0.318 8	97.2	0.079 86	7.419 × 10 ⁻³
5	5.563	141.3	0.375	9.53	4.813	0.401 1	122.3	0.126 3	1.173 × 10 ⁻²
6	6.625	168.3	0.432	10.97	5.761	0.480 1	146.3	0.181 0	1.682 × 10 ⁻²
8	8.625	219.1	0.500	12.70	7.625	0.635 4	193.7	0.317 4	2.949 × 10 ⁻²
10	10.750	273.1	0.593	15.06	9.564	0.797 0	242.9	0.498 6	4.632 × 10 ⁻²
12	12.750	323.9	0.687	17.45	11.376	0.948 0	289.0	0.705 6	6.555 × 10 ⁻²
14	14.000	355.6	0.750	19.05	12.500	1.042	317.5	0.852 1	7.916 × 10 ⁻²
16	16.000	406.4	0.842	21.39	14.314	1.193	363.6	1.117	0.1038
18	18.000	457.2	0.937	23.80	16.126	1.344	409.6	1.418	0.1317
20	20.000	508.0	1.031	26.19	17.938	1.495	455.6	1.755	0.1630
24	24.000	609.6	1.218	30.94	21.564	1.797	547.7	2.535	0.2344

Fuente: [49].

- Propiedades físicas y mecánicas del Acero Inoxidable 304 (ANEXO B3)

Propiedades físicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Densidad	8,00 g/cc	0,289 lb/in ³	
Propiedades mecánicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Dureza, Brinell	123	123	Convertido de dureza Rockwell B.
Dureza, Nudo	138	138	Convertido de dureza Rockwell B.
Dureza, Rockwell B	70	70	
Dureza, Vickers	129	129	Convertido de dureza Rockwell B.
Resistencia a la tracción, máxima	505 MPa	73200 psi	
Resistencia a la tracción, rendimiento	215 MPa @Deformación 0,205 %	31200 psi @Deformación 0,205 %	
Alargamiento a la rotura	70 %	70 %	en 50mm
Módulo de elasticidad	193 GPa	28000 ksi	
El coeficiente de Poisson	0,29	0,29	
Módulo de corte	77,0 GPa	11200 ksi	
Impacto de Izod	150 J @Temperatura -195 °C	111 libras-pie a temperatura -319 °F	Muesca en V
	150 J a temperatura 21,0 °C	111 ft-lb a temperatura 69,8 °F	Muesca en V
Impacto Charpy	325J _	240 libras-pie	

Fuente: MatWeb, Acero Inoxidable 304.

- Rugosidad de materiales (ANEXO B4)

Material	Rugosidad ϵ (m)	Rugosidad ϵ (pie)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}	1.0×10^{-6}
Tubo extruido; cobre, latón y acero	1.5×10^{-6}	5.0×10^{-6}
Acero, comercial o soldado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}	5.0×10^{-4}
Hierro dúctil, recubierto	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Hierro dúctil, no recubierto	2.4×10^{-4}	8.0×10^{-4}
Concreto, bien fabricado	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}	6.0×10^{-3}

Fuente: [49].

- Espesores de aislamiento (cañuela) recomendados (ANEXO B5)

Diámetro Nominal de la tubería	Temperatura de servicio							
	Hasta 150°F (65°C)	Hasta 250°F (121°C)	Hasta 350°F (177°C)	Hasta 450°F (232°C)	Hasta 550°F (288°C)	Hasta 650°F (343°C)	Hasta 750°F (399°C)	Hasta 850°F (454°C)
	Espesores de aislamiento recomendados (in)							
½	1	1	1.5	1.5	1.5	2	2.5	2.5
¾	1	1.5	1.5	2	2	2.5	2.5	3
1	1	1.5	1.5	2	2	2.5	2.5	3
1 ¼	1	1.5	1.5	2	2	2.5	3	3.5
1 ½	1	1.5	2	2	2.5	2.5	3	3.5
2	1	2	2	2.5	2.5	3	3.5	4
2 ½	1	2	2.5	2.5	2.5	3	3.5	4
3	1.5	2	2.5	2.5	3	3.5	4	4.5
3 ½	1.5	2	2.5	2.5	3	3.5	4	4.5
4	1.5	2	2.5	3	3	3.5	4	4.5
5	1.5	2	2.5	3	3	4	4.5	5
6	1.5	2.5	3	3	3.5	4	4.5	5
8	1.5	2.5	3	3	3.5	4	5	5.5
10	1.5	2.5	3	3	3.5	4.5	5	6
12	1.5	2.5	3.5	3.5	4	4.5	5.5	6

Fuente: Isover, Fiberglass – Propiedades térmicas.

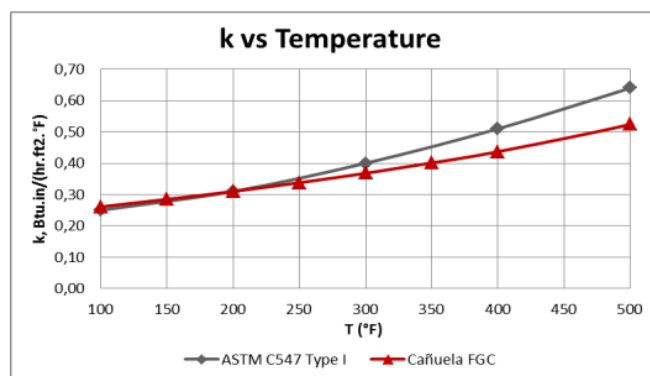
- Propiedades físicas y especificaciones del aislante (Cañuela)

PROPIEDAD	NORMA	DESCRIPCIÓN
Desempeño térmico (Conductividad térmica)	ASTM C335	Valor típico 0.034 W/m.°C a Temp. Media 24°C (0.24 BTU.in/hr.ft².°F a 75°F Temp. Media)
Límites de Operación	ASTM C411 / C547	Max. 454°C (850°F)
Absorción de vapor de agua	ASTM C1104/C1104M	< 5% en peso
Características de combustión de la superficie	ASTM E84/ UL723 (*)	Índice de propagación de llama <25 Índice de generación de humo <50
Corrosividad	ASTM C665 / ASTM C795	
Resistencia a los hongos	ASTM C1338	Cumple los requerimientos
Emisión de olores	ASTM C1304	
Permeabilidad al vapor de agua	ASTM E96 Method A	FRK: 0.02 Perms max. (1.15 ng/Ns)
Barrera de vapor FRK	ASTM C1136	
Densidad y dimensiones	ASTM C302	Cumple los requerimientos
Resistencia a la holgura	ASTM C547	<5% de cambio en el espesor
Contracción lineal	ASTM C356	<2% de cambio en la longitud
Fibras minerales en forma de bloque, placa, colchoneta y rollo	NMX C-230-1985 Clase II Tipo A	
Aislamientos térmicos para altas temperaturas en equipos, recipientes y tubería superficial	NRF-034-PEMEX-2004	Cumple los requerimientos
Comisión Federal de Electricidad. Aislamiento térmico	CFE D4500-04	
Aislamiento térmico, alta temperatura	PEMEX 2.313.01791	
Eficiencia energética de aislamientos térmicos industriales	NOM 009-ENER 1995	Cumple los requerimientos Densidad: 80kg/m3 +/- 10
Contenido de Decabromuro	Estado de Oregon	Cumple los requerimientos

Fuente: Isover, Fiberglass – Propiedades térmicas.

- Curva de conductividad térmica del aislante de acuerdo con ASTM C1045

TEMPERATURA		CONDUCTIVIDAD TÉRMICA ASTM C335	
°F	°C	BTU.in/hr.ft².°F	W/m.°C
100	36.11	0.261	0.038
150	63.89	0.285	0.040
200	91.67	0.310	0.045
250	119.44	0.338	0.049
300	147.22	0.368	0.053
350	175.0	0.401	0.058
400	202.78	0.437	0.063
500	258.33	0.524	0.076
600	313.89	0.632	0.091



Fuente: Isover, Fiberglass – Propiedades térmicas.

ANEXO C (CARACTERÍSTICAS DEL DIESEL No. 2)

- Precio del Diesel No. 2 (ANEXO C1)



PRECIOS DE VENTA EN TERMINAL PARA LAS COMERCIALIZADORAS CALIFICADAS Y AUTORIZADAS A NIVEL NACIONAL

PERIODO DE VIGENCIA: DEL 12 DE ABRIL AL 11 DE MAYO DE 2023

DECRETOS EJECUTIVOS No. 338, 1158, 724 Y 467

PRODUCTO	Unidad de medida	PRECIO EN TERMINAL (Incluye el 12% del I.V.A.) Expresado en US\$
SECTOR PETROLERO MINERO		
ABSORBER PETROLERO	Galones	\$ 3,024073
DIESEL 1 PETROLERO	Galones	\$ 3,024073
DIESEL 2 PETROLERO	Galones	\$ 3,024073
DIESEL PREMIUM PETROLERO	Galones	\$ 3,146548
FUEL OIL PETROLERO	Galones	\$ 1,565373
GASOLINA EXTRA PETROLERO	Galones	\$ 2,930978
EXTRA CON ETANOL PETROLERO	Galones	\$ 3,012661
GASOLINA SUPER PREMIUM 95 PETROLERO	Galones	\$ 3,429141
SECTOR INDUSTRIAL		
DIESEL 1 INDUSTRIAL	Galones	\$ 3,024073
DIESEL 2 INDUSTRIAL	Galones	\$ 3,024073
DIESEL PREMIUM INDUSTRIAL	Galones	\$ 3,146548
EXTRA INDUSTRIAL	Galones	\$ 2,930978
EXTRA CON ETANOL INDUSTRIAL	Galones	\$ 3,012661
SUPER PREMIUM 95 PREMIUM INDUSTRIAL	Galones	\$ 3,429141
FUEL OIL No. 6 INDUSTRIAL	Galones	\$ 1,565373
FUEL OIL LIVIANO	Galones	\$ 1,565373
GAS LICUADO DE PETROLEO (GLP) INDUSTRIAL	Kilogramos	\$ 0,847055
RESIDUO CEMENTERO	Galones	\$ 0,866681
RESIDUO INDUSTRIAL	Galones	\$ 0,866681
MINERAL TURPENTINE	Galones	\$ 1,931739
RUBBER SOLVENT	Galones	\$ 1,911061
CEMENTOS ASFALTICOS NO OBRA PUBLICA	Kilogramos	\$ 0,528752
ASFALTOS INDUSTRIALES NO OBRA PUBLICA	Kilogramos	\$ 0,528752
CEMENTOS ASFALTICOS OBRA PUBLICA	Kilogramos	\$ 0,298480
ASFALTOS INDUSTRIALES OBRA PUBLICA	Kilogramos	\$ 0,298480
GASOLINA EXTRA CAMARONERO	Galones	\$ 2,930978
GASOLINA EXTRA CON ETANOL CAMARONERO	Galones	\$ 3,012661
DIESEL 2 CAMARONERO	Galones	\$ 3,024073
DIESEL PREMIUM CAMARONERO	Galones	\$ 3,146548

Nota: Precios conforme la metodología establecida en el Decreto Ejecutivo No. 614, suscrito el 1 de diciembre de 2022

Fuente: Petroecuador, Precios de venta de combustibles abril-mayo 2023.

- Propiedades del combustible (ANEXO C2)

FÓRMULA QUÍMICA	$C_{12}H_{26}$ a $C_{20}H_{42}$
PROPIEDADES FÍSICO QUÍMICAS	
Estado físico:	Líquido a temperatura ambiente
Aspecto:	Aceitoso
Color:	Amarillo
Olor:	Característico
Densidad:	832 kg/m ³
Poder calorífico inferior:	43.10 MJ/kg
RIESGO DE FUEGO Y EXPLOSIÓN	
Punto de inflamación:	60 °C
Temperatura de autoignición:	240 °C
Límite superior de inflamabilidad:	5%
Límite inferior de inflamabilidad:	0.7%
Medios de extinción recomendados:	Espuma, polvo químico seco, CO ₂ , agua pulverizada o nebulizada
NFPA:	Salud 1; Inflamabilidad 1; Reactividad 0

Fuente: [47].

- Consumo de Diesel Industrial No. 2 – Hospital General Ambato IESS – año 2022 y 2023. (ANEXO C3)

MATRIZ DE CONSUMO DIESEL INDUSTRIAL 2 - HOSPITAL GENERAL AMBATO - AÑO 2022								
CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO (GALONES)	FECHA DE RECARGA	CANTIDAD ALMACENADA ANTES DE LA DESCARGA	CANTIDAD SOLICITADA A EP PETROECUADOR	CANTIDAD ALMACENADA DESPUÉS DE LA DESCARGA	DÍAS TRANSCURRIDOS ENTRE RECARGAS	CONSUMO (Galones)	PROMEDIO CONSUMO DIARIO	OBSERVACIONES
10000	10/12/2021	2400	6000	8400	41	5400	131,71	
10000	17/02/2022	30	6000	6030	69	8370	121,30	
10000	11/03/2022	3200	4000	7200	22	2830	128,64	
10000	11/04/2022	2300	6000	8300	31	4900	158,06	
10000	11/05/2022	3400	6000	9400	30	4900	163,33	El consumo aumentó debido a una fuga de vapor en lavandería e intercambiador de calor que ya fueron solucionadas.
10000	23/06/2022	2800	6000	8800	43	6600	153,49	
10000	28/07/2022	3600	6000	9600	35	5200	148,57	
10000	31/08/2022	3900	6000	9900	34	5700	167,65	
10000	11/10/2022	1800	6000	7800	41	8100	197,56	Este mes el consumo ha sido mayor debido a que en la lavandería hubieron fugas de vapor al igual que en el intercambiador de calor, el consumo bajará el próximo mes ya que se dió solución a dichos problemas
10000	11/11/2022	2600	6000	8600	31	5200	167,74	

MATRIZ DE CONSUMO DIESEL INDUSTRIAL 2 - HOSPITAL GENERAL AMBATO - AÑO 2023								
CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO (GALONES)	FECHA DE RECARGA	CANTIDAD ALMACENADA ANTES DE LA DESCARGA	CANTIDAD SOLICITADA A EP PETROECUADOR	CANTIDAD ALMACENADA DESPUÉS DE LA DESCARGA	DÍAS TRANSCURRIDOS ENTRE RECARGAS	CONSUMO (Galones)	PROMEDIO CONSUMO DIARIO	OBSERVACIONES
10000	09/12/2022	2400	6000	9800	28	4800	171,43	Antecedente de la última recarga del año 2022
10000	02/02/2023	700	6000	6700	55	9100	165	
10000	10/03/2023	800	6000	6800	39	5900	151	
10000	11/04/2023	1600	6000	7600	32	5200	163	

Fuente: Hospital General Ambato IESS.

ANEXO D (CONSUMO DE AGUA POTABLE)



EP EMPRESA MUNICIPAL DE AGUA POTABLE Y ALCANTARILLADO DE AMBATO
Antonio Clavijo e Isaias Sanchez
Ambato - Ecuador

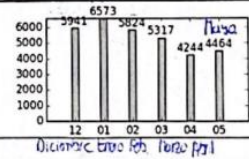
Ruc:
Contribuyente Especial Nro 4519
OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD: SI Fecha resolución:

FACTURA: FC 001-010-001436823
Fecha: 01/06/2023
Autorización S.R.I: 0106202301186503007000120010100014368231438907111 Fecha de Autorización: 03/06/2023 22:26:36

Cliente: HOSPITAL GENERAL - AMBATO Ruc/Ci: Teléfono: 032999100 0992662461 Correo:
Propietario: HOSPITAL GENERAL - AMBATO Cuenta: 00019726 Dirección: RODRIGO PACHANO 10-76 y EDMUNDO MARTINEZ, ATOCHA Tarifa: RA - Residencial
Referencia: HOSPITAL IESS HOSPITAL DE AMBATO.

Concepto	Cantidad	Precio unitario	Descuento	Recargo	Total
3-MANTENIMIENTO	1.00	698.98	0.00	0.00	698.98
8-VARIOS	1.00	0.68	0.00	0.00	0.68
02-ALCANTARILLADO	1.00	1,329.36	0.00	0.00	1,329.36
01-AGUA POTABLE	1.00	1,329.36	0.00	0.00	1,329.36

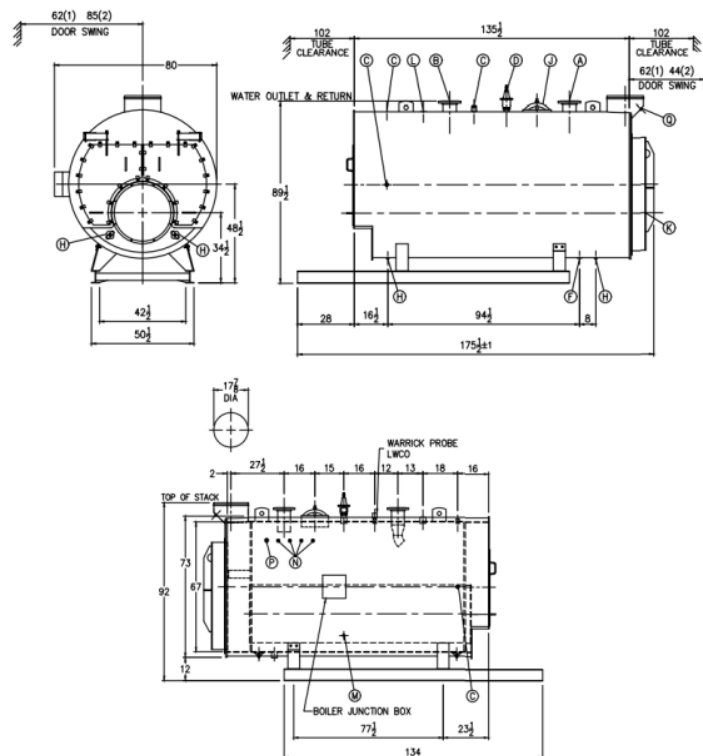
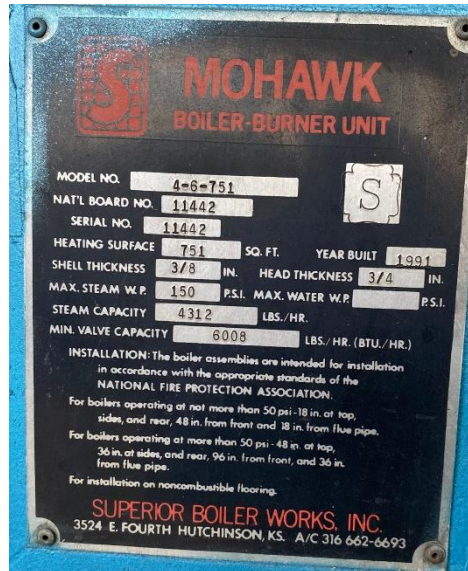
Cuenta	Medidor	Diámetro	Lect. Anterior	Lect. Actual	M. Cálculo	Consumo (M3)	Período de Consumo
00019726	D13UF094308	2 PULGADAS	552887	557131	LECTURA REAL	4244	26/04/2023 25/05/2023



Fuente: Empresa Municipal de Agua Potable y Alcantarillado de Ambato.

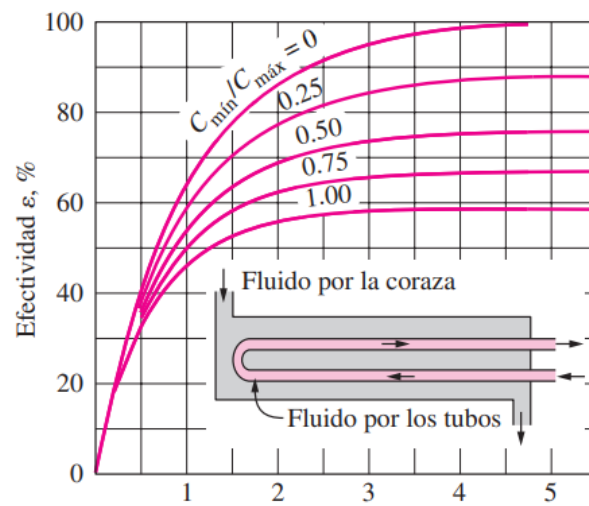
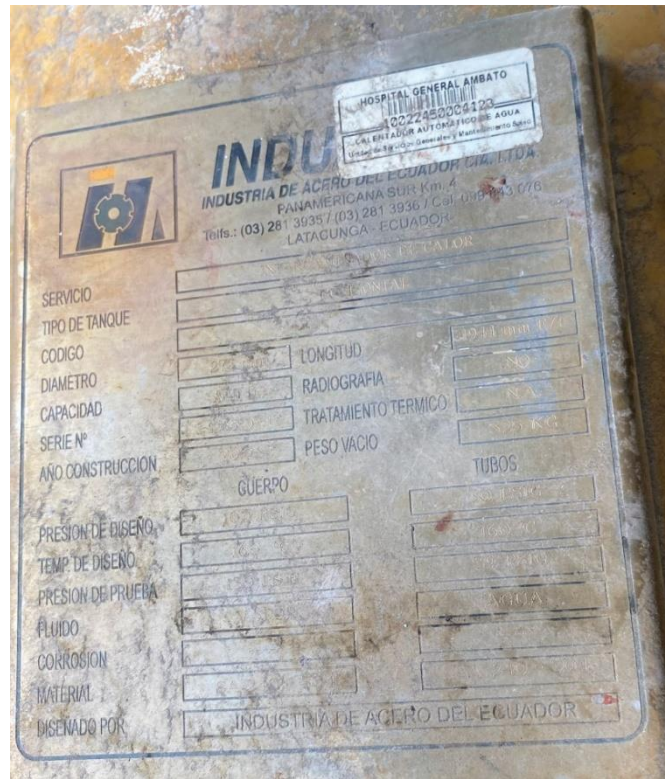
ANEXO E (PROPIEDADES DE LOS EQUIPOS DEL CUARTO DE MÁQUINAS)

- Generador de vapor (Caldera) (ANEXO E1)



Fuente: [6].

- Intercambiador de calor (ANEXO E2)



Fuente: [25].

ANEXO F (DATOS RECOPIRADOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR)

- Temperatura de ingreso de vapor al intercambiador (ANEXO F1)

Con aislante



Sin aislante



- Temperatura de salida de vapor del intercambiador



- Temperatura de ingreso de agua al intercambiador (ANEXO F2)

Con aislante



Sin aislante



- Temperatura de salida de agua del intercambiador

Con aislante



Sin aislante



ANEXO G (ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS EN SOFTWARE RETSCREEN)

- Parámetros de ubicación y datos meteorológicos (ANEXO G1)

RETScreen - Ubicación Suscriptor: Visualización

Condiciones de referencia del sitio

Ubicación de datos meteorológicos: Ecuador - Ambato Ubicación de la instalación: Ecuador - Tungurahua - Ambato

Legenda

- Ubicación de la instalación
- Ubicación de datos meteorológicos

	Unidad	Ubicación de datos meteorológicos	Ubicación de la instalación	Fuente
Latitud		-1,2	-1,2	
Longitud		-78,6	-78,6	
Zona climática		4A - Mixto - Húmedo		NASA
Elevación	m	2981	2547	NASA - Mapa
Temperatura de diseño de la calefacción	°C	11,0		NASA
Temperatura de diseño del aire acondicionado	°C	21,9		NASA
Amplitud de la temperatura del suelo	°C	11,1		NASA

Mes	Temperatura del aire	Humedad relativa	Precipitación	Radiación solar diaria - horizontal	Presión atmosférica	Velocidad del Viento	Temperatura del suelo	Grados-días de calefacción 18 °C	Grados-días de refrigeración 10 °C
	°C	%	mm	kWh/m ² /d	kPa	m/s	°C	°C-d	°C-d
Enero	11,4	84,9%	134,23	4,39	71,5	1,9	13,0	205	43
Febrero	11,4	86,3%	157,92	4,46	71,6	1,9	12,9	185	39
Marzo	11,4	86,6%	172,36	4,64	71,6	2,0	12,8	205	43
Abril	11,5	86,6%	174,30	4,45	71,6	2,0	12,8	195	45
Mayo	11,2	85,6%	130,51	4,26	71,6	2,6	12,3	211	37
Junio	10,4	84,0%	99,00	4,23	71,6	3,7	11,3	228	12
Julio	9,9	81,9%	75,95	4,32	71,6	4,2	10,9	251	0
Agosto	10,0	79,3%	63,24	4,64	71,6	4,2	11,2	248	0
Setiembre	10,7	78,5%	76,50	4,62	71,6	3,1	12,2	219	21
Octubre	11,2	80,5%	103,23	4,61	71,6	2,2	12,9	211	37
Noviembre	11,3	81,9%	105,60	4,70	71,5	2,1	12,9	201	39
Diciembre	11,4	83,5%	109,12	4,45	71,5	2,0	13,0	205	43
Anual	11,0	83,3%	1.401,96	4,48	71,6	2,7	12,3	2.562	361
Fuente	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA

Medido a m 10 0

- Datos de instalación

RETScreen - Instalación Suscriptor: Visualización

Información de la instalación

Tipo de instalación: Medida individual

Tipo: Agua caliente

Descripción: ACS del Hospital General Ambato IESS

Preparado para: Personal de mantenimiento

Preparado por: Camilo Medina

Nombre de la instalación: Sitio de máquinas

Dirección: Av. Rodrigo Pachano y Eduardo Mera

Ciudad/Municipalidad: Ambato

Provin./Estado: Tungurahua

País: Ecuador

Foto | Imagen - Jo Ann Sneyer/Shutterstock.com

- Modelo de energía

RETScreen - Modelo de Energía

Suscriptor: Visualización

Medida individual - ACS del Hospital General Ambato IESS - Agua caliente

- Combustibles y horarios
 - Electricidad y combustibles
 - Horarios
- Equipo
 - Calentamiento
 - Sistema de Vapor
 - Bomba de calor
- Uso final
 - Agua caliente
 - Agua caliente vapor
 - Recuperación de calor
 - Recuperación de calor
- Optimizar suministro
 - Calentamiento
 - Calentador solar de agua
- Resumen
 - ¿Incluye medida?
 - Comparación

Aprendizaje en línea

Combustibles

Tipo de combustible: Petróleo Diesel (#2) - gal

Precio del combustible - unidad: USD/gal

Precio del combustible: 3,024

▼ Poder calorífico y precio del combustible

Electricidad

Tipo: Tarifa de electricidad - anual

Descripción: Electricidad - kWh

Tarifa - unidad: USD/kWh

Tarifa - anual: 0,09

RETScreen - Modelo de Energía

Suscriptor: Visualización

Medida individual - ACS del Hospital General Ambato IESS - Agua caliente

- Combustibles y horarios
 - Electricidad y combustibles
 - Horarios
- Equipo
 - Calentamiento
 - Sistema de Vapor
 - Bomba de calor
- Uso final
 - Agua caliente
 - Agua caliente vapor
 - Recuperación de calor
- Optimizar suministro
 - Calentamiento
 - Calentador solar de agua
- Resumen
 - ¿Incluye medida?
 - Comparación

Sistema de producción de calor

Descripción: Sistema de Vapor

Nota:

Aprendizaje en línea

Sistema de producción de calor

	Caso base	Caso propuesto
Tecnología	Caldera	Caldera
Tipo de combustible	Petróleo Diesel (#2) - gal	Petróleo Diesel (#2) - gal
Precio del combustible	3,02 USD/gal	3,02 USD/gal
Equipo de calefacción	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Eficiencia estacional	63%	63%
Costos iniciales incrementales	USD	
Ahorros incrementales O y M	USD	

Medida individual - ACS del Hospital General Ambato IESS - Agua caliente

- Combustibles y horarios
 - Electricidad y combustibles
 - Horarios
- Equipo
 - Calentamiento
 - Sistema de Vapor
 - Bomba de calor
- Uso final
 - Agua caliente
 - Agua caliente vapor
 - Recuperación de calor
- Optimizar suministro
 - Calentamiento
 - Calentador solar de agua
- Resumen
 - ¿Incluye medida?
 - Comparación

Agua caliente

Descripción: Agua caliente vapor

Nota:

Método: Método 1 Método 2 Piscina

Aprendizaje en línea

Agua caliente - Método 1

	Caso base	Caso propuesto	Energía ahorrada
<input checked="" type="checkbox"/> Tipo de carga - calculadora			
Número de unidades	Hospital		
Tasa de ocupación	300		
Uso diario de agua caliente - estimado	100%		
Uso de agua caliente	59,052 L/d	59,052 L/d	
Temperatura	50 °C	50 °C	
Método de evaluación de la temperatura de suministro	Definido por el usuario		
Temperatura del agua - mínima	16 °C		
Temperatura del agua - máxima	16 °C		
Horas de operación	24 h/d	24 h/d	
Eficiencia de recuperación de calor	0%	0%	
<input type="checkbox"/> Porcentaje del mes usado			
Costos iniciales incrementales	USD		
Costos iniciales incrementales - otro	USD		
Costos iniciales incrementales - total	USD	0	
Ahorros incrementales O y M	USD		
Sistema de producción de calor	Sistema de Vapor	Sistema de Vapor	
Calentamiento	854.975 kWh	854.975 kWh	0 0%

- Modelo de cálculo de colectores solares térmicos en RETScreen (ANEXO G2)

Calentador solar de agua

Características de la carga

Agua caliente Agua caliente vapor

Temperatura °C

Calentamiento kWh

Evaluación de recursos

Modo de rastreo solar

Inclinación

Azimut

Mes	Porcentaje del mes usado - caso base %	Porcentaje del mes usado - caso propuesto %	Radiación solar diaria - horizontal kWh/m ² /d	Radiación solar diaria - inclinado kWh/m ² /d	Calor entregado kWh
Enero	100%	100%	4,39	4,16	41.098,506
Febrero	100%	100%	4,46	4,30	38.441,068
Marzo	100%	100%	4,64	4,58	45.273,530
Abril	100%	100%	4,45	4,50	43.099,995
Mayo	100%	100%	4,26	4,41	43.572,377
Junio	100%	100%	4,23	4,43	42.016,016
Julio	100%	100%	4,32	4,50	43.833,425
Agosto	100%	100%	4,64	4,75	46.322,896
Setiembre	100%	100%	4,62	4,60	43.881,052
Octubre	100%	100%	4,61	4,48	44.274,544
Noviembre	100%	100%	4,70	4,46	42.657,311
Diciembre	100%	100%	4,45	4,18	41.369,876
Anual	100%	100%	4,48	4,45	515.840,596

Radiación solar anual - horizontal MWh/m² 1,64

Radiación solar anual - inclinado MWh/m² 1,62

Calentador solar de agua

Tipo

Fabricante

Modelo

Área bruta por colector solar m²

Área de captación de colector solar m²

Coefficiente Fr (tau alfa)

Coefficiente Fr UL (W/m²)/°C

Coefficiente de temperatura para Fr UL (W/m²)/°C²

Número de colectores - sugerido

Número de colectores

Área del colector solar m²

Capacidad kW

Pérdidas varias

Balance del sistema y misceláneos

Almacenamiento si/no

Intercambiador de calor si/no

Pérdidas varias

Potencia de bomba / área de colector solar W/m²

Tarifa de electricidad USD/kWh

Costos iniciales USD/m²-abertul

Costos iniciales incrementales - total USD

Costos de O y M (ahorros)

Resumen

Demanda de electricidad - bomba kWh

Energía ahorrada kWh

Fracción solar

- Modelo de cálculo de bombas de calor en RETScreen (ANEXO G3)

Sistema de producción de calor

Descripción

Nota

Aprendizaje en línea

Sistema de producción de calor

	Caso base	Caso propuesto
Tecnología	<input type="text" value="Bomba de calor"/>	<input type="text" value="Bomba de calor"/>
Tipo de combustible	<input type="text" value="Electricidad"/>	<input type="text" value="Electricidad"/>
Precio del combustible	0,09 USD/kWh	0,09 USD/kWh
<input type="checkbox"/> Equipo de calefacción		
Eficiencia estacional	400%	400%
Costos iniciales incrementales	<input type="text" value="USD"/>	<input type="text"/>
Ahorros incrementales O y M	<input type="text" value="USD"/>	<input type="text"/>

- Modelo de cálculo de recuperación de calor sensible de los gases secos de la chimenea de la caldera en RETScreen (ANEXO G4)

Recuperación de calor

Descripción

Nota

Método

Energía Vapor-a-vapor Vapor-a-agua Agua-a-agua Otro-a-otro

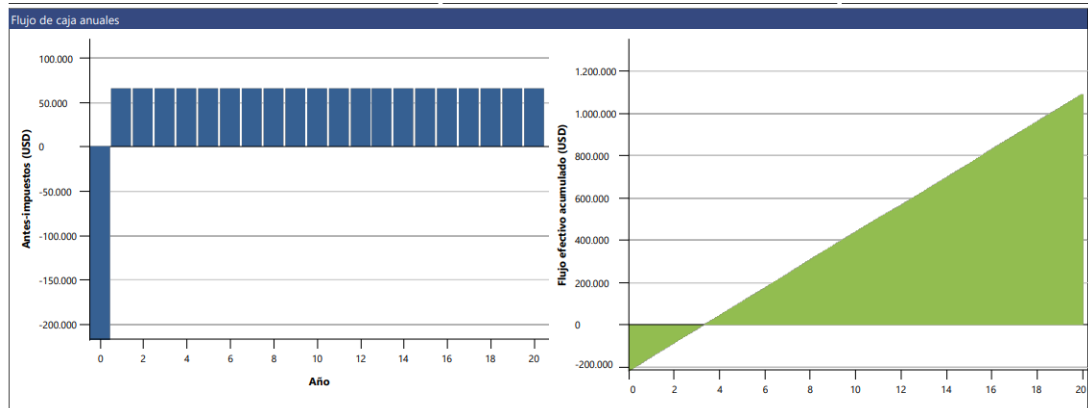
Recuperación de calor - Otro-a-otro

Caso propuesto

Circuito 1		
Flujo	<input type="text" value="L/s"/>	<input type="text" value="300"/>
Densidad	<input type="text" value="kg/m³"/>	<input type="text" value="1"/>
Horas de operación	<input type="text" value="h/d"/>	<input type="text" value="24"/>
Temperatura	<input type="text" value="°C"/>	<input type="text" value="182,7"/>
Capacidad térmica	<input type="text" value="kJ/kg/°C"/>	<input type="text" value="1"/>
Circuito 2		
Flujo	<input type="text" value="L/s"/>	<input type="text" value="300"/>
Densidad	<input type="text" value="kg/m³"/>	<input type="text" value="1"/>
Horas de operación	<input type="text" value="h/d"/>	<input type="text" value="24"/>
Temperatura	<input type="text" value="°C"/>	<input type="text" value="120"/>
Capacidad térmica	<input type="text" value="kJ/kg/°C"/>	<input type="text" value="1"/>
Eficiencia de recuperación de calor	<input type="text" value="%"/>	<input type="text" value="100%"/>
Calor recuperado	<input type="text" value="kWh"/>	<input type="text" value="164.776"/>
Costos iniciales incrementales	<input type="text" value="USD"/>	<input type="text" value="40.000"/>
Ahorros incrementales O y M	<input type="text" value="USD"/>	<input type="text"/>
Número de unidades		<input type="text" value="1"/>
Selección de sistema		<input type="text" value="Calentamiento"/>
Sistema de producción de calor		<input type="text" value="Sistema de Vapor"/>
Energía térmica ahorrada	<input type="text" value="kWh"/>	<input type="text" value="164.776"/>

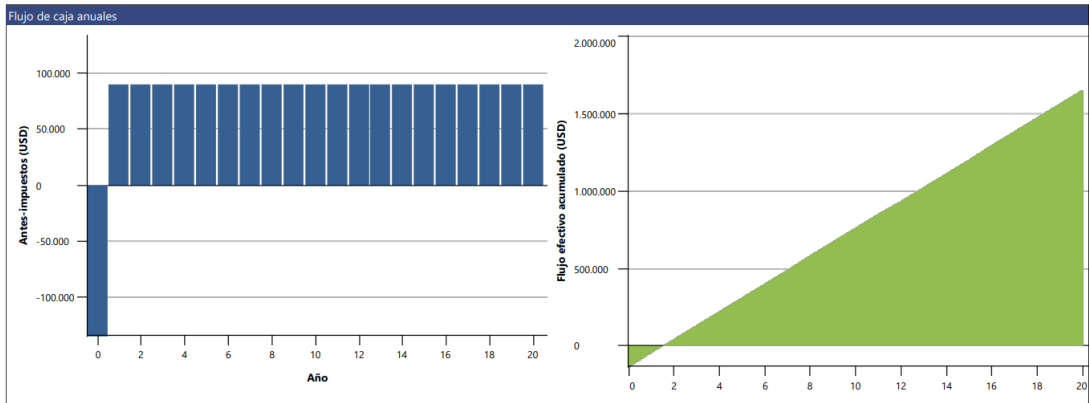
- Análisis financiero Opción 2 (ANEXO H2)

Parámetros financieros			Costos Ahorros Ingreso			Flujo de caja anuales		
General			Costos iniciales			Año		
Tasa escalamiento de combustibles	%	0%	Costos iniciales incrementales	100%	USD 217.520	#	Antes-impuestos	Acumulado
Tasa de inflación	%	0%	Costos iniciales totales	100%	USD 217.520		USD	USD
Tasa de descuento	%	12%	Flujo de caja anuales - Año 1			0	-217.520	-217.520
Tasa de reinversión	%	12%	Costos anuales/pagos de deuda			1	65.517	-152.003
Tiempo de vida del proyecto	año	20	Costos de O y M (ahorros)	USD	0	2	65.517	-86.486
Finanza			Costo de combustible - caso propuesto	USD	43.068	3	65.517	-20.970
Incentivos y donaciones	USD		Pagos de la deuda	USD	0	4	65.517	44.547
Relación de deuda	%	0%	Costos anuales totales			5	65.517	110.063
Análisis de impuesto a la renta				USD	43.068	6	65.517	175.580
			Ahorros e ingresos anuales			7	65.517	241.097
			Costo de combustible - caso base	USD	108.585	8	65.517	306.613
			Ingresos por reducción GEI	USD	0	9	65.517	372.130
			Otros ingresos (costo)	USD	0	10	65.517	437.647
			Ingresos y ahorros anuales totales			11	65.517	503.163
				USD	108.585	12	65.517	568.680
			Flujo de efectivo neto anual - Año 1			13	65.517	634.196
				USD	65.517	14	65.517	699.713
			Viabilidad financiera			15	65.517	765.230
			TIR antes de impuestos - capital	%	30%	16	65.517	830.746
			Reducción bruta de GEI	tCO ₂ /año	207	17	65.517	896.263
			Reducción bruta de GEI - 20 años	tCO ₂	4.139	18	65.517	961.779
			Ingresos por reducción GEI	USD	0	19	65.517	1.027.296
			Otros ingresos (costo)			20	65.517	1.092.813
			Pago simple de retorno del capital	año	3,3			
			Repago - capital	año	3,3			
			Valor Presente Neto (VPN)	USD	271.853			
			Ahorros anuales en ciclo de vida	USD/año	36.395			
			Relación Beneficio-Costo		2,2			
			Cobertura - servicio de deuda		Sin deuda			
			Costo de reducción de GEI	USD/tCO ₂	-176			



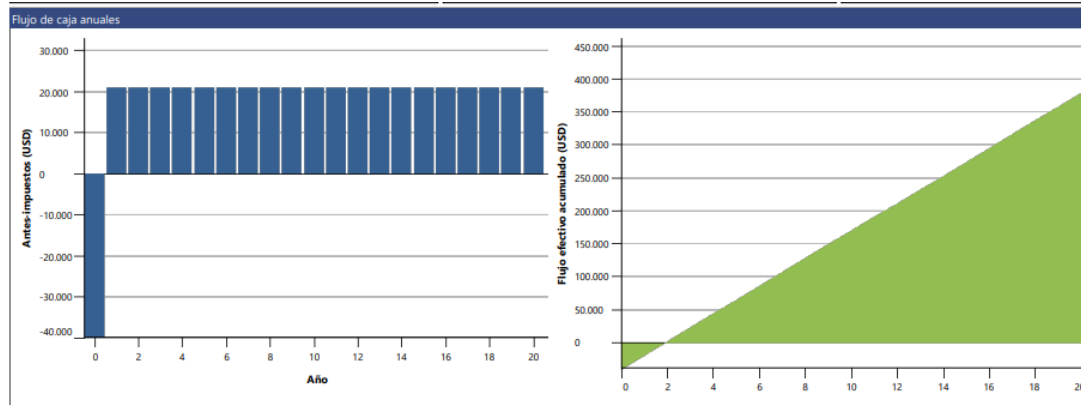
- Análisis financiero Opción 3 (ANEXO H3)

Parámetros financieros				Costos Ahorros Ingreso				Flujo de caja anuales		
General				Costos iniciales				Año	Antes-impuestos	Acumulado
Tasa escalamiento de combustibles	%	<input type="text" value="0"/>	0%	Costos iniciales incrementales	100%	USD	135.000	#	USD	USD
Tasa de inflación	%	<input type="text" value="0"/>	0%	Costos iniciales totales	100%	USD	135.000	0	-135.000	-135.000
Tasa de descuento	%	<input type="text" value="12"/>	12%	Flujo de caja anuales - Año 1				1	89.348	-45.652
Tasa de reinversión	%	<input type="text" value="12"/>	12%	Costos anuales/pagos de deuda				2	89.348	43.696
Tiempo de vida del proyecto	año	<input type="text" value="20"/>	20	Costos de O y M (ahorros)	USD		0	3	89.348	133.043
Finanza				Costo de combustible - caso propuesto	USD	19.237		4	89.348	222.391
Incentivos y donaciones	USD	<input type="text" value=""/>		Pagos de la deuda	USD		0	5	89.348	311.739
Relación de deuda	%	<input type="text" value="0"/>	0%	Costos anuales totales	USD	19.237		6	89.348	401.086
Análisis de impuesto a la renta				<input type="checkbox"/>				7	89.348	490.434
				Ahorros e ingresos anuales				8	89.348	579.782
				Costo de combustible - caso base	USD	108.585		9	89.348	669.130
				Ingresos por reducción GEI	USD		0	10	89.348	758.477
				Otros ingresos (costo)	USD		0	11	89.348	847.825
				Ingresos y ahorros anuales totales	USD	108.585		12	89.348	937.173
				Flujo de efectivo neto anual - Año 1	USD	89.348		13	89.348	1.026.521
Ingresos anuales				Viabilidad financiera				14	89.348	1.115.868
Ingresos por reducción GEI				TIR antes de impuestos - capital	%	66,2%		15	89.348	1.205.216
Reducción bruta de GEI	tCO ₂ /año		298	MTIR antes de impuestos - capital	%	21,3%		16	89.348	1.294.564
Reducción bruta de GEI - 20 años	tCO ₂		5.951	TIR antes de impuestos - activos	%	66,2%		17	89.348	1.383.912
Ingresos por reducción GEI	USD		0	MTIR antes de impuestos - activos	%	21,3%		18	89.348	1.473.259
Otros ingresos (costo)				Pago simple de retorno del capital	año	1,5		19	89.348	1.562.607
				Repago - capital	año	1,5		20	89.348	1.651.955
				Valor Presente Neto (VPN)	USD	532.378				
				Ahorros anuales en ciclo de vida	USD/año	71.274				
				Relación Beneficio-Costo		4,9				
				Cobertura - servicio de deuda		Sin deuda				
				Costo de reducción de GEI	USD/tCO ₂	-240				



- Análisis financiero Opción 4 (ANEXO H4)


Parámetros financieros			Costos Ahorros Ingreso		Flujo de caja anuales		
General			Costos iniciales		Año	Antes-impuestos	Acumulado
Tasa escalamiento de combustibles	%	0%	Costos iniciales incrementales	100% USD	40.000	#	USD
Tasa de inflación	%	0%	Costos iniciales totales	100%	USD 40.000	0	-40.000
Tasa de descuento	%	12%	Flujo de caja anuales - Año 1				
Tasa de reinversión	%	12%	Costos anuales/pagos de deuda				
Tiempo de vida del proyecto	año	20	Costos de O y M (ahorros)	USD	0	1	20.927
Finanza			Costo de combustible - caso propuesto	USD	87.658	2	20.927
Incentivos y donaciones	USD		Pagos de la deuda	USD	0	3	20.927
Relación de deuda	%	0%	Costos anuales totales				
Análisis de impuesto a la renta				USD	87.658	4	20.927
			Ahorros e ingresos anuales				
			Costo de combustible - caso base	USD	108.585	5	20.927
			Ingresos por reducción GEI	USD	0	6	20.927
			Otros ingresos (costo)	USD	0	7	20.927
			Ingresos y ahorros anuales totales				
				USD	108.585	8	20.927
			Flujo de efectivo neto anual - Año 1				
				USD	20.927	9	20.927
			Viabilidad financiera				
Ingresos anuales			TIR antes de impuestos - capital	%	52,3%	10	20.927
Ingresos por reducción GEI			MTIR antes de impuestos - capital	%	19,9%	11	20.927
Reducción bruta de GEI	tCO ₂ /año	66	TIR antes de impuestos - activos	%	52,3%	12	20.927
Reducción bruta de GEI - 20 años	tCO ₂	1.322	MTIR antes de impuestos - activos	%	19,9%	13	20.927
Ingresos por reducción GEI	USD	0	Pago simple de retorno del capital				
Otros ingresos (costo)				año	1,9	14	20.927
			Repago - capital	año	1,9	15	20.927
			Valor Presente Neto (VPN)	USD	116.314	16	20.927
			Ahorros anuales en ciclo de vida	USD/año	15.572	17	20.927
			Relación Beneficio-Costo		3,9	18	20.927
			Cobertura - servicio de deuda		Sin deuda	19	20.927
			Costo de reducción de GEI	USD/tCO ₂	-236	20	20.927



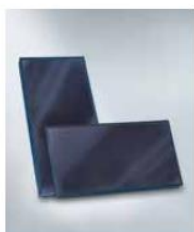
ANEXO I (COLECTORES SOLARES TÉRMICOS Y BOMBAS DE CALOR)

- Especificaciones técnicas de los colectores solares térmicos (ANEXO I1)

Datos técnico
Vitosol 200-FM
Vitosol 100-FM

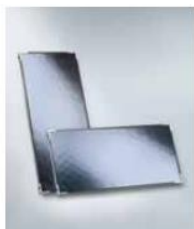


Viessmann, S.L.
C/ Sierra Nevada, 13
Área Empresarial de Andalucía
28320 Pinto (Madrid)
Tel. (+34) 902 399 299
E-mail: info@viessmann.es
www.viessmann.es



Vitosol 200-FM

Modelo		Vitosol 200-FM	Vitosol 200-FM	Vitosol 200-FM
		SV2F	SH2F	SV2D
Superficie total del captador	m ²	2,51	2,51	2,51
Superficie de absorción	m ²	2,32	2,32	2,32
Área de apertura	m ²	2,33	2,33	2,33
Dimensiones				
Anchura	mm	1056	2380	1056
Altura	mm	2380	1056	2380
Profundidad	mm	90	90	90
Peso	kg	41	41	41



Vitosol 100-FM

Modelo		Vitosol 100-FM	Vitosol 100-FM
		SV1F	SH1F
Superficie total del captador	m ²	2,51	2,51
Superficie de absorción	m ²	2,32	2,32
Área de apertura	m ²	2,33	2,33
Dimensiones			
Anchura	mm	1056	2380
Altura	mm	2380	1056
Profundidad	mm	72	72
Peso	kg	42	42

Combinando la energía solar térmica con un generador de calor generalmente se puede alcanzar la **clase de eficiencia energética A*** (como etiqueta conjunta) en la instalación de calefacción.

Fuente: Viessmann, S.L.

- Especificaciones técnicas de la bomba de calor (ANEXO I2)

GULFSTREAM LA MEJOR OPCIÓN

	HE-110	HE-125	HE-150
BTU / COP	110,000/6.2	117,000/6.3	136,000/6.0
MIN AMPS / MAX BREAKER	37/40	37/50	37/50
PESO	97.52 ^{kg}	107.50 ^{kg}	108.40 ^{kg}
DIMENSIONES	79X79X96CM	79X79X106CM	79X79X106CM

RENDIMIENTO Y EFICIENCIA:

- Intercambiador de calor de titanio con garantía de por vida contra la corrosión
- Diseño ultrasilencioso con motor de grado comercial, solo 56db en funcionamiento
- Mayor rendimiento en todo tipo de clima
- Mantiene la temperatura perfecta las 24 horas del día.

CONTROL INTELIGENTE

- Aísla el spa, energiza la bomba y cambia los termostatos
- Opciones inalámbricas disponibles capaz de automatizar en combo piscina/spa
- Controlador de calefacción solar Solarwize

Automatización de piscinas solares para el control híbrido de calefacción de piscinas Prioriza la calefacción solar de piscinas para lograr la máxima eficiencia

MONTAJE Y PRUEBAS AVANZADAS

- Prueba de fugas de helio: 100 veces más preciso que la competencia
- Gabinete ABS a prueba de herrumbre
- Gabinete ABS resistente a climas severos
- Inhibidores UV agregados para una mayor durabilidad
- Cada componente en cada unidad se prueba y aprueba hasta conseguir una unidad "perfecta" para una máxima tranquilidad y garantizar un rendimiento optimizado en cada unidad






MADE IN USA



BOMBA DE CALOR



Fuente: Alfa Solar.