

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

Proyecto técnico previo a la obtención del título de:
INGENIERO MECÁNICO

TEMA:
EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO DEL
REFRIGERANTE R134a UTILIZADO COMO FLUIDO DE TRABAJO EN UN
COLECTOR/EVAPORADOR DE PLACA PLANA DE
0.08 m²

AUTORES:
ALEXANDER WLADIMIR AGUIRRE AGUIRRE
OSWALDO DAVID CUJI GUALOTUÑA

TUTOR:
WILLIAM GIOVANNY QUITIAQUEZ SARZOSA

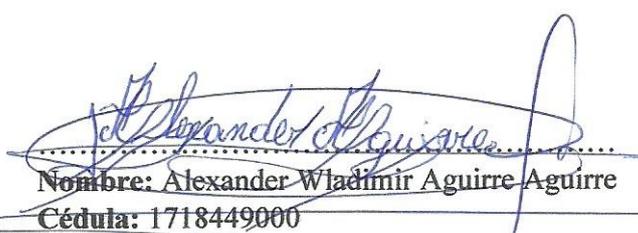
Quito, marzo del 2019

CESIÓN DE DERECHOS

Nosotros, Alexander Wladimir Aguirre Aguirre, con cédula de ciudadanía N° 1718449000 y Oswaldo David Cují Gualotuña, con cédula de ciudadanía N° 1720025970, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: Evaluación experimental del comportamiento del refrigerante R134a utilizado como fluido de trabajo en un colector/evaporador de placa de plana de 0.08 m², mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada.

En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



.....
Nombre: Alexander Wladimir Aguirre Aguirre
Cédula: 1718449000

Fecha: 06 de marzo de 2019



.....

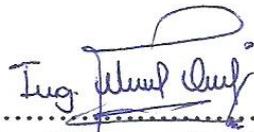
Nombre: Oswaldo David Cují Gualotuña
Cédula: 1720025970

Fecha: 06 de marzo de 2019

DECLARATORIA DE COAUTORÍA

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación:
EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R134a UTILIZADO COMO FLUIDO DE TRABAJO EN UN COLECTOR/EVAPORADOR DE PLACA DE PLANA DE 0.08 m², realizado por Alexander Wladimir Aguirre Aguirre y Oswaldo David Cuji Gualotuña, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, 06 de marzo de 2019



.....
Ing. William Giovanni Quitiaquez Sarzosa, M.Sc.
Cédula: 1721609764

DEDICATORIA

A mi padre, quien me enseñó que la antesala al éxito es el esfuerzo; que la suerte es estar preparado y aprovechar las oportunidades que se me presentan y que la vida es un viaje que yo decido como viajo y hasta donde decido ir.

Alexander

A mis padres, por todo el trabajo y sacrificio por sacar a sus dos hijos adelante, por cada consejo y palabra que me supieron dar para cumplir mis sueños, les agradezco de todo corazón lo que he recibido de los dos: amor, responsabilidad, confianza, los amo mucho y este logro es para ustedes papito Arturo y mamita Carmen.

A mis segundas madres, Lucrecia y Lucila, les dedico este logro porque indistintamente supieron criar a sus hijos y hacer de ellos buenas personas y ahora sus nietos siguen su ejemplo de lucha y trabajo, las quiero mucho y hubiese querido tenerles a mi lado para este momento especial. A mi viejito lindo que nunca olvidaré su compañía, en mis juegos, en mis locuras y que todo el amor que él tuvo hacia sus seres queridos fue el mejor ejemplo para todos, querido abuelito César.

A mi hermano y su familia un agradecimiento inmenso por todo el apoyo en este camino, dando ejemplo a nuestros hijos que juntando el hombro y escuchando consejos se puede obtener cosas provechosas para la vida.

A mi tío Julio Cuji, quien siempre quiso vernos unos profesionales, desde el cielo le pido que nos siga guiando, seguimos sus pasos y ejemplo, te quiero mucho tío.

A mi querida Lucy, mi hermana que llegó a ser el puntal de esta carrera, gracias por tus palabras y ese apoyo para poder estudiar, me siento feliz por no haberte defraudado, por haber puesto todo en mí sin saber el final, de todo corazón gracias ñaña, bendiciones en tu hogar.

A mi esposa Katherine que hemos luchado tanto y hemos demostrado que a pesar de todo se puede estar juntos, te amo mucho y gracias por el apoyo que me brindas día a

día por tu compañía, por los hermosos hijos que tenemos mi Licenciada, mi pececita ocupas un lugar muy especial en mi corazón 14-19.

A mis hijos Nahin y Bianca que son la razón de seguir adelante y que llegaron a nuestras vidas a darnos muchas alegrías acompañadas de locuras, les amo bastante y gracias por estar a mi lado y que sepan que sus padres les cuidarán siempre, que Dios les bendiga mis tesoros 02-31.

A mis amigos que de una u otra forma formaron parte de esta gran meta un agradecimiento muy especial.

David

AGRADECIMIENTO

Gracias a Dios por permitirnos culminar esta carrera, el camino no ha sido fácil, sin embargo, con paciencia, esfuerzo, compromiso, responsabilidad y dedicación hemos conseguido este logro, de ante mano, agradecer a nuestras familias por el apoyo incondicional recibido a cada momento de nuestras vidas.

Nuestro agradecimiento también va dirigido a la Universidad Politécnica Salesiana, por habernos brindado formación profesional y académica, a través de conocimientos teóricos y prácticos que fueron impartidos en dicha institución, mismos que se plasmaron en la ejecución de este proyecto.

Al Ingeniero William Quitiaquez M.Sc, tutor del proyecto técnico, queremos expresarle nuestro más sincero agradecimiento por habernos brindado importantes aportes, por sus enseñanzas, por la motivación y principalmente, por el respaldo generado en el desarrollo y ejecución de la tesis.

Gracias a nuestro amigo Pablo por la oportunidad de compartir conocimientos, así como también, por la dedicación y tiempo brindado en este proyecto.

David y Alexander

ÍNDICE

Cesión de derechos.....	II
Declaratoria de coautoría	III
Dedicatoria	IV
Agradecimiento	VI
Índice de figuras	X
Índice de tablas.....	XII
Índice de anexos.....	XIII
Resumen.....	XIV
Introducción	1
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos	2
CAPÍTULO I.....	3
ANÁLISIS Y DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE UN SISTEMA DE BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR	3
1.1. Revisión de Literatura	3
1.2. Patrones de flujo.....	5
1.3. Investigación sobre diámetros utilizados en colectores / evaporadores	7
1.4. Refrigerantes	8
1.4.1. Mapas de regímenes de flujo para tuberías horizontales	10
1.4.1.1. Correlación de Baker	10
1.4.1.2. Correlación de Govier y Omer.....	11
1.4.1.3. Correlación De Mandhane	12
1.4.1.4. Correlación De Taitel y Dukler	13
1.4.1.5. Correlación De Beggs y Brill.....	14
1.5. Bomba de calor.....	16
1.5.1. Partes de una bomba de calor.....	17
1.5.2. Bomba de calor asistida por energía solar.....	18
1.5.3. Bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar.....	19
1.6. Compresor	21
1.6.1. Tipos de compresores utilizados en bombas de calor	21
1.6.2. Compresor recíprocante	22
1.6.3. Compresor recíprocante de velocidad variable	22

1.7.	Válvula de expansión	23
1.7.1.	Válvula de expansión termostática.....	23
1.7.2.	Válvula de expansión termostática electrónica	24
1.8.	Tipos de colectores	25
1.8.1.	Colector de tubos evacuación (ETC)	25
1.8.2.	Colector parabólico compuesto (CPC)	26
1.8.3.	Colector de placa plana (FPC)	27
CAPÍTULO II		31
PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA		31
2.1.	Conducción de calor en cilindros	31
2.2.	Convección interna forzada.....	33
2.2.1.	Velocidad y temperatura promedio.....	33
2.2.2.	Numero de Reynolds.....	33
2.2.3.	Diámetro hidráulico	34
2.2.4.	Flujo de calor.....	34
2.2.5.	Caída de presión.....	35
2.2.6.	Número de Nusselt.....	35
2.3.	Convección natural.....	37
2.3.1.	Temperatura de la película.....	37
2.3.2.	Número de Grasshof	38
2.3.3.	Número de Rayleigh	38
2.3.4.	Número de Nusselt.....	38
2.3.5.	Número de Prandtl	39
2.3.6.	Placas inclinadas	39
2.4.	Convección natural y forzada combinada	40
2.5.	Radiación.....	40
2.6.	Cálculo del área de transferencia de calor.....	49
2.6.1.	Tubería de $\phi=5/16$ in.....	49
2.6.2.	Tubería de $\phi =1/4$ in.....	49
2.7.	Cálculo de espiras del condensador.....	50
2.8.	Diseño de la longitud del evaporador.....	50
2.9.	Descripción del compresor.....	51
2.10.	Cantidad de refrigerante a introducir al equipo	51
2.10.1.	Método de entrada de refrigerantes.....	52

2.11.	Proceso de expansión, vaporización, compresión y condensación.....	53
2.11.1.	Efecto refrigerante.....	53
2.11.2.	Pérdida de efecto refrigerante	53
2.11.3.	Calor de compresión	54
2.11.4.	Trabajo mecánico de compresión.....	54
2.11.5.	Expansión volumétrica del compresor en función del refrigerante	54
2.11.6.	Calor evacuado por el condensador	55
2.11.7.	Masa del refrigerante.....	55
2.11.8.	Caudal del refrigerante	56
2.11.9.	Calor evacuado en el condensador.....	56
2.11.10.	Calor de compresión expresado en toneladas.....	56
2.11.11.	Trabajo mecánico expresado en toneladas	56
2.11.12.	Potencia teórica	57
2.11.13.	Coefficiente de operación del ciclo teórico	57
2.12.	Compresores de pistón.....	57
2.12.1.	Desplazamiento del compresor	57
2.12.2.	Eficiencia volumétrica	58
2.12.3.	Relación de compresión	58
2.13.	Diferencia de temperatura media logarítmica del evaporador.....	58
2.13.1.	Capacidad de los evaporadores	59
2.13.2.	Temperatura media aritmética.....	60
2.13.3.	Diferencia de temperatura media logarítmica	60
2.13.4.	Flujo en los evaporadores en base a la diferencia de temperatura	61
2.14.	Condensador	61
2.14.1.	Carga del condensador	61
2.14.2.	Capacidad del Condensador.....	61
2.15.	Costo de Calentamiento de cada m ³	62
2.15.1.	Análisis Comparativo de Costos	64
2.15.2.	Estudio Ambiental.....	64
2.15.3.	Costo de Mantenimiento	65
2.15.4.	Análisis financiero del proyecto	65
2.15.5.	Ahorro económico.....	66
2.15.6.	Cálculo del valor actual neto (V.A.N.)	67
2.15.7.	Cálculo de la tasa interna de retorno (T.I.R.).....	68

2.15.8. Recuperación de la inversión	68
CAPÍTULO III	70
ANÁLISIS DE RESULTADOS	70
3.1 Información técnica de la bomba de calor	70
3.2. Condiciones Climáticas	71
3.2.1. Radiación Solar	71
3.2.2. Temperatura Ambiente	72
3.2.3. Temperatura del Agua	73
3.3. Presión de Trabajo del Compresor	75
3.4. Flujo másico	76
3.5. Temperatura del Evaporador	78
3.6. Rendimiento del Sistema	79
3.7. Temperatura del Agua y Radiación	80
3.8. El Coeficiente de Rendimiento (COP) y la Radiación	81
Conclusiones	82
Recomendaciones.....	85
Anexos	87
Referencias.....	116

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Patrones de flujo.....	5
Figura 2. Flujo estratificado	6
Figura 3. Flujo intermitente	6
Figura 4. Flujo anular	7
Figura 5. Flujo burbuja dispersa	7
Figura 6. Mapa de regímenes de flujo, Baker.....	11
Figura 7. Mapa de patrones de flujo de Govier & Omer.	12
Figura 8. Mapa de regímenes de flujo Mandhane	12
Figura 9. Mapa de régimen de flujo Taitel y Dukler	13
Figura 10. Correlación De Beggs & Brill	14
Figura 11. Bomba de calor.....	17
Figura 12. Calentador de agua asistido por calentador de agua solar	18
Figura 13. Bomba de calor solar asistida de expansión directa	19
Figura 14. Bomba de calor solar asistida de expansión directa	21
Figura 15. Tipos de compresores en bombas de calor	22
Figura 16. Válvula de expansión	24
Figura 17. Válvula expansión electrónica	25
Figura 18. Colector de tubos de evacuación	26
Figura 19. Colector parabólico compuesto	27
Figura 20. Colector de placa plana	27
Figura 21. Ángulo de declinación	42
Figura 22. Diagrama Presión vs Entalpia	53
Figura 23. Consumo de energía por áreas	63
Figura 24. Tiempo de baño diario	63
Figura 25. Factor de emisión de CO ₂ generación de electricidad.	64
Figura 26. Estación meteorológica	71
Figura 27. Radiación solar incidente usando R600a.....	72
Figura 28. Temperatura Ambiente.....	73
Figura 29. Temperatura del agua con refrigerante R134a.	73
Figura 30. Temperatura del agua con el refrigerante R600a.....	74
Figura 31. Presión de entrada y salida de compresor con refrigerante R134a.....	75
Figura 32. Presión del Trabajo del Compresor con refrigerante R600a.	76

Figura 33. Fluido Másico del refrigerante R134a.	77
Figura 34. Flujo Másico refrigerante R600a.	77
Figura 35. Placa de Cobre.	78
Figura 36. Temperatura del Evaporador del refrigerante R600a.	79
Figura 37. Coeficiente del Desempeño (COP) del refrigerante R600a.....	80
Figura 38. Temperatura del agua y Radiación del refrigerante R600a.	80
Figura 39. El Coeficiente de Rendimiento y la Radiación del refrigerante R600a...	81

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades de inflamabilidad de los hidrocarburos .	9
Tabla 2. Propiedades de refrigerantes .	9
Tabla 3. Resumen de factores de las correlaciones en tuberías horizontales.	15
Tabla 4. Coeficientes de expansión volumétrica	55
Tabla 5. Diferencia de temperatura media logarítmica.	59
Tabla 6. Pliego Tarifario de enero 2016.	62
Tabla 7. Análisis Comparativo de Costos.	64
Tabla 8. Inflación en el Ecuador .	66
Tabla 9. Ahorro económico	66
Tabla 10. Cálculo del V.A.N.	67
Tabla 11. Cálculo de T.I.R.	68
Tabla 12. Datos técnicos de la bomba de calor.	70

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Imágenes de la construcción de la máquina	87
Anexo 2. Manual de operación	92
Anexo 3. Manual de mantenimiento	98
Anexo 4. Lámina de la placa del evaporador.....	103
Anexo 5. Lámina del soporte de la placa	103
Anexo 6. Lámina de plano conjunto maquinaria	103
Anexo 7. Lámina de la conexión electrónica del compresor	103
Anexo 8. Lámina de la conexión de la válvula de expansión electrónica	103
Anexo 9. Datos obtenidos el 12 de diciembre del 2018	106
Anexo 10. Datos obtenidos el 18 de diciembre del 2018	107
Anexo 11. Datos obtenidos el 19 de diciembre del 2018	108
Anexo 12. Datos obtenidos el 20 de diciembre del 2018	109
Anexo 13. Datos obtenidos el 27 de diciembre del 2018	110
Anexo 14. Datos obtenidos el 29 de diciembre del 2018	111
Anexo 15. Nomenclatura	112
Anexo 16. Datos de temperatura interna del fluido	115
Anexo 17. Datos de temperatura interna del fluido (continuación).....	115

RESUMEN

El presente proyecto presenta los resultados de la evaluación experimental, del comportamiento del refrigerante R134a y R600a, utilizados como fluidos de trabajo en un colector/evaporador de placa plana de cobre, de una bomba de calor de expansión directa, asistida por energía solar. Los componentes colector/evaporador y condensador fueron diseñados como parte de un prototipo, cuyo objetivo fue reducir el área efectiva de ocupación del colector/evaporador, en función de las especificaciones del compresor. Con la metodología utilizada, se planteó una configuración en serie y se obtuvo como resultado un área óptima de 0.08 m^2 . Por otra parte, la bomba de calor consta de un compresor de velocidad variable de 1200 a 3000 rpm, así como de una válvula de expansión electrónica, que permite controlar el paso del refrigerante al sistema. Se instaló un sistema de monitoreo automatizado de 20 termocuplas en la superficie del colector/evaporador, obteniendo datos en tiempo real del comportamiento de la tubería del colector con la radiación solar. El COP de la bomba se estableció midiendo la elevación de temperatura en 5 kg de agua potable, debido a la transferencia de calor del condensador. Las condiciones ambientales fueron medidas con la ayuda de una estación meteorológica calibrada que valida los resultados y el procesamiento de datos fue realizado en el programa SITRAD.

A partir de esto, se obtuvo información y resultados de las propiedades del refrigerante tanto R134a como R600a. Así como la influencia de las condiciones ambientales en el sistema. Las primeras pruebas se realizaron con el refrigerante R134a, pero debido al alto potencial de calentamiento global (GWP) de 1300, se llevó a cabo una transición al refrigerante R600a, ya que este último posee un potencial de calentamiento global (GWP) de 3. Los principales resultados de esta investigación fueron, la temperatura máxima del agua, alcanzada con el R134a fue de $40,2 \text{ }^\circ\text{C}$ en un lapso de 45 minutos y para el refrigerante R600a fue de $55 \text{ }^\circ\text{C}$ en un lapso de 75 minutos. Por otra parte, se estableció que además de la incidencia de radiación solar, la principal variable que afecta el funcionamiento de la bomba de calor es velocidad del viento y la posición del colector/evaporador. Finalmente se planteó un estudio comparativo de las propiedades de los dos refrigerantes y se deja un equipo totalmente instalado para futuras investigaciones.

PALABRAS CLAVE: Válvula de expansión electrónica, bomba de calor, colector/evaporador, refrigerante R134a, refrigerante R600a, radiación solar, sistema de monitoreo.

ABSTRACT

This project presents the results of the experimental evaluation of the behavior of refrigerant R134a and R600a, used as working fluids in a collector/evaporator of flat copper plate, of a direct expansion heat pump, assisted by solar energy. The collector/evaporator and condenser components were designed as part of a prototype, whose objective was to reduce the effective occupation area of the collector/evaporator, according to the specifications of the compressor. With the methodology used, a series configuration was proposed and an optimum area of 0.08 m² was obtained. On the other hand, the heat pump consists of a variable speed compressor from 1200 to 3000 rpm, as well as an expansion valve electronic, which allows to control the passage of refrigerant to the system. An automated monitoring system of 20 thermocouples was installed on the surface of the collector/evaporator, obtaining real-time data on the behavior of the collector pipe with solar radiation. The COP of the pump was established by measuring the temperature rise in 5 kg of drinking water, due to the heat transfer from the condenser. The environmental conditions were measured with the help of a calibrated weather station that validates the results and the data processing was carried out in the SITRAD program.

From this, information and results of the properties of the refrigerant both R134a and R600a were obtained. As well as the influence of environmental conditions on the system. The first tests were performed with refrigerant R134a, but due to the high global warming potential (GWP) of 1300, a transition was made to R600a refrigerant, since the latter has a global warming potential (GWP) of 3. The main results of this investigation were, the maximum water temperature reached with R 134a was 40.2 ° C in a span of 45 minutes and for refrigerant R600a it was 55 ° C in a lapse of 75 minutes. On the other hand, it was established that in addition to the incidence of solar radiation, the main variable that affects the operation of the heat pump is wind speed and the position of the evaporator collector. Finally, a comparative study of the properties of the two refrigerants was proposed and a fully installed equipment is left for future research.

KEY WORDS: Electronic expansion valve, heat pump, collector/evaporator, refrigerant R134a, refrigerant R600a, solar radiation, monitoring system.

INTRODUCCIÓN

El medio ambiente comprende la vinculación existente entre dos seres, aplicando el principio de simbiosis, siendo este de aporte mutuo o unilateral. En el mundo existe una gran diversidad de ecosistemas donde se han desarrollado una gran variedad de especies adecuados a los entornos donde se establecieron [1].

Ecuador es uno de los países más diversos del mundo, poseedor de gran biodiversidad y endemismo (cuantifica el 0,17 % de la superficie terrestre del planeta), ostenta 11 % de las especies terrestres (mamíferos, aves, reptiles, entre otros) [2]; 16,08 % de especies de plantas vasculares (poseen un ciclo de vida en el que alternan las generaciones gametofítica y esporofítica); y alrededor de 600 especies de peces marinos, casi once especies por cada mil kilómetros cuadrados [2].

No obstante, la alteración del ecosistema debido a la introducción en él de un agente ajeno en altas porciones se considera como contaminación ambiental [3]. Entre las diversas fuentes de contaminación que se presenta en el entorno, la contaminación por consecuencia de refrigeración es la que se desarrollará en el estudio del proyecto.

Refrigeración es la aplicación de diversas sustancias la cual actúa como agente de enfriamiento, absorbe calor de un cuerpo para enfriar un ambiente, mediante un cambio de estados como líquido a gas y viceversa [4]. Recientemente con los problemas al medio ambiente se ve involucrado su fiabilidad por ocasionar daño en la capa de ozono y/o aporte al efecto invernadero en el planeta; no obstante, actualmente mediante los Protocolos de Montreal y Kioto [5] se han visto en la necesidad de reemplazarlos por sustancias menos contaminantes y agresivas con el medio. El presente trabajo tiene como objetivo demostrar la ventaja que ofrecen los refrigerantes amigables (refrigerante R134a) contra los refrigerantes tradicionales (Refrigerante R22).

El refrigerante R134a [6] se le consideró como reemplazo de los clorofluorocarbonos (CFC), por no contener cloro; su baja toxicidad lo ideal en un reemplazo del CFC-12, la principal aplicación es en el campo de refrigeración industrial.

OBJETIVO GENERAL

Evaluar experimentalmente el comportamiento del refrigerante R134a utilizado como fluido de trabajo en un colector/evaporador de placa de plana de 0,08 m².

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar una revisión en la literatura sobre los diferentes mapas de patrones de flujo que se producen al utilizar un refrigerante que experimenta un cambio de fase.
- Diseñar un prototipo el cual trabaje bajo el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, considerando aspectos como uso de una válvula de expansión electrónica, compresor de velocidad variable, sensor de flujo másico, refrigerantes de bajo impacto ambiental como el R134a y el refrigerante R600a.
- Analizar los mapas de patrones de flujo obtenidos y compararlos con los reportados en la literatura.

CAPÍTULO I

ANÁLISIS Y DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE UN SISTEMA DE BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR

En el presente capítulo, se tratará las diversas configuraciones que se forman en un flujo bifásico al fluir por una tubería en posición horizontal denominado patrones de flujo, mapas de flujo, el fluido utilizado en la transferencia de calor mediante cambios de fase en un sistema de refrigeración permite la absorción de calor a bajas presiones y temperaturas, cediéndolo a condiciones superiores, denominado refrigerante, centrando el estudio y análisis en los refrigerantes R134a y R600a. También se analiza la implementación de energías renovables como de los sistemas solares es una alternativa para un desarrollo sustentable, particularizando en una bomba de calor asistida por energía solar.

1.1. Revisión de Literatura

Kundu et al. [7], proponen una investigación experimental sobre la transferencia de calor de dos fases de refrigerantes R134a y R407C en un tubo de cobre liso inclinado en denotando en la nomenclatura del refrigerante la letra “a” para sirve para definir que es un gas isómero y la letra “C” una mezcla zeotrópica. Los datos experimentales se obtuvieron en un rango de velocidad de masa de $100-300 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, flujo de calor de $3^{-10} \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$, temperatura de entrada de 5 a 9 °C, calidad del vapor de 0,1 a 0,9, longitud de 1,2 m, diámetro interior de 7,0 mm y diámetro exterior de 9,52 mm [7]. En el presente trabajo los coeficientes de transferencia de calor se miden para dos refrigerantes, fluido puro R134a y mezcla zeotrópica R407C, variando el flujo de calor con diferentes presiones de evaporación y velocidades de masa mientras se mantiene la temperatura de entrada del refrigerante al evaporador de prueba entre 5 y 9°C [7].

Estudios experimentales en tubo horizontal liso con refrigerante R245fa puro con mezclas de R134a / R245fa con 0,82/0,18 en fracción de masa, para investigar la evaporación y las características de transferencia de calor de los fluidos de trabajo se muestran en la configuración que incluyen principalmente una sección de prueba, un precalentador para establecer las condiciones experimentales en la entrada de la prueba de sección, una bomba de engranajes magnéticos para impulsar el fluido de trabajo, condensador para condensar el vapor creado en las secciones calentadas (sección de

prueba y precalentador), una sección de visualización y un líquido tanque de almacenamiento.

El precalentador y la sección de prueba eran de acero inoxidable horizontal tubos de acero con un diámetro interno de 3 y 900 *mm* de longitud, respectivamente. Para las aplicaciones de ingeniería, el tamaño del tubo utilizado en el evaporador del ciclo puede ser mayor que el de la presente sección de prueba [8].

Bunea et al. [9], deducen que los colectores solares sin vidrio aumentan considerablemente su eficiencia en relación a los colectores cubiertos por el mismo material, no obstante también aumenta el COP de la bomba de calor con la temperatura más alta del evaporador, la temperatura superficial del colector bajo techo es de 20 °C, el flujo de calor a través de las superficies es 0,24 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ y la radiación solar incidente llega al colector con ángulos menores de 60°.

En las mediciones nocturnas se determinó el 8 % de incertidumbre en la ganancia de calor por condensación. El rendimiento en las pruebas realizadas varió de 0,5 a 3,3 *kW·h* para el colector solar con aislamiento y de 1,3 a 4,8 *kW·h* para el colector solar sin aislamiento; la condensación presenta del 23 al 55 % del rendimiento total del colector para estas pruebas

La potencia adicional debida a la condensación se encontró relativamente baja (máximo 100 $W \cdot m^{-2}$). Las ganancias de calor más importantes de hasta 400 $W \cdot m^{-2}$ se midieron durante la formación de escarcha para el colector no aislado y no esmaltado, se estimó que la escarcha contribuyó a aproximadamente el 40 % de esta energía.

Kong et al. [10], describen un calentador agua residencial con bomba de calor asistido por energía solar que trabaja durante un año. El sistema consta cuatro placas de aluminio de configuración en paralelo de 4 *mm* de espesor, una red de tuberías de 8,6 *mm* de diámetro interno y 14,9 *m* de longitud, que se coloca entre dos hojas de placas de aluminio enrolladas juntas (evaporador de placa plana de 4,2 m^2), una válvula de expansión termostática y el uso de refrigerante 22 para producir un volumen de 150 litros diarios.

La condición más notable durante el período experimental para calentar 150 litros de agua fue 94 min de tiempo, 13,4 a 50,5°C de temperatura del agua, 20,6°C de temperatura ambiente promedio, 955 $W \cdot m^{-2}$ de intensidad de radiación solar y 3,1 m/s de velocidad del viento.

Kong et al. [11], describen un calentador de agua residencial con bomba de calor asistido por energía solar que trabaja durante un año. El sistema consta de un evaporador de placa plana de 2,1 m^2 con un ángulo de 40 ° referente al horizonte, un condensador de micro canales de 0,536 m^2 de área superficial formado por 15 tubos planos de aluminio, compresor hermético de tipo rotativo de frecuencia variable con una potencia de entrada nominal de 420 W y la frecuencia se pudo ajustar de 50 a 360 Hz mediante un variador de frecuencia correspondiente a una velocidad de 1000 a 7200 rpm respectivamente, COP de 5,55, temperatura del agua de 28,2 a 60,1°C, temperatura ambiente de 29,3°C, intensidad de radiación solar de 736 $W \cdot m^{-2}$ y velocidad promedio del viento de 1,5 $m \cdot s^{-1}$, una válvula de expansión electrónica y trabaja con 1000 g de refrigerante R134a para producir un volumen de 200 litros.

1.2. Patrones de flujo

Los patrones de flujo de bifásico hacen énfasis en la distribución del flujo en la bifurcación de tubos, con casos experimentales en tubos horizontales [12], teniendo los siguientes tipos de flujos estratificado (S), flujo ondulado estratificado (SW), flujo intermitente (I), flujo anular (A), flujo de niebla (MF), flujo burbujeante (B) [13].

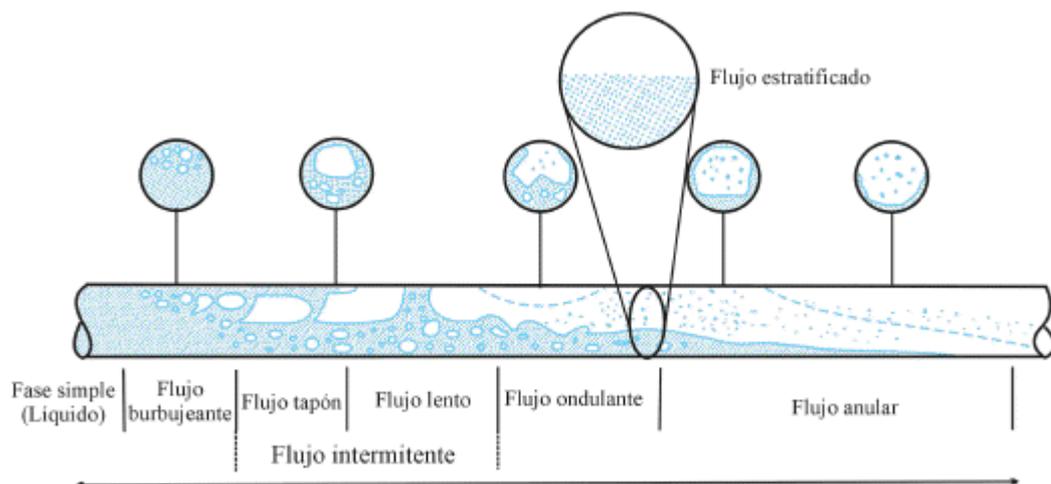


Figura 1. Patrones de flujo [13].

Flujo estratificado (S): Este patrón de flujo de gas se produce con tasas de flujo relativamente bajas de gas- líquido [14]. Las dos fases se separan por gravedad, por donde fluye la fase líquida en la parte inferior de la tubería y la parte gaseosa en la parte superior [15]. El patrón de flujo estratificado se subdivide en estratificado Suave (SS), donde la interface gas-líquido es suave, y estratificado-ondulado (SW), que ocurren en las tasas de gas relativamente más altas, en el cual las ondas estables se forman en la interface [16].

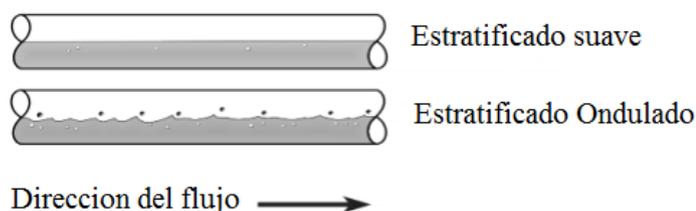


Figura 2. Flujo estratificado [16].

Flujo intermitente (I): La fase líquida y la gaseosa se alternan entre sí. Topones de líquido que bloquean completamente la sección transversal de la tubería, son separados por grandes bolsas de gas. Este patrón también se subdivide en dos regiones: flujo tapón y burbuja elongada. Un aumento de la velocidad del gas ocasiona que las olas de la interfaz se levanten hasta alcanzar la pared del tubo. El caso límite en el que no existen burbujas discretas, se define como burbuja elongada; por lo general ocurre a caudales inferiores de gas, cuando el flujo se encuentra más calmado [17].

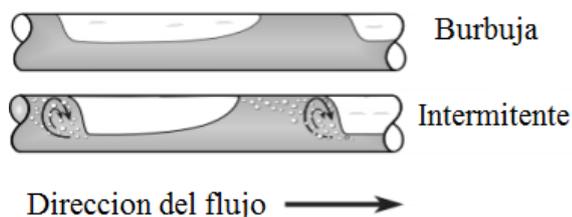


Figura 3. Flujo intermitente [16].

Flujo anular (A): El patrón de flujo ocurre cuando se presentan altos flujos de gas. Se presenta una película de líquido continua alrededor del perímetro de la tubería y es también un flujo continuo axialmente, formando así un anillo [18]. La interface gas-líquido es altamente agitada con formación de gotas desde la película de líquido, las cuales entran al núcleo, siendo arrastrada así por el gas [19]. La película de líquido es

usualmente delgada y las estructuras del espesor de la película es más pronunciada en el fondo que en la parte superior [20].

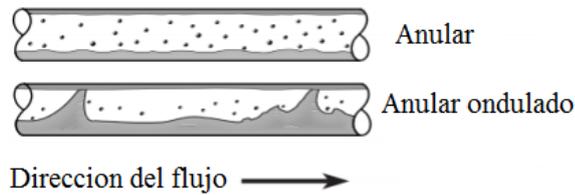


Figura 4. Flujo anular [16].

Flujo disperso burbujas (DB): A tasas de flujo muy alto del líquido, la fase líquida es una fase continua, en el que la fase de gas se dispersa en forma de burbujas [21]. La transición a este patrón de flujo es definida por la condición de que las burbujas son las primeras en suspensión en el líquido o cuando las bolsas de gas, que tocan la parte superior de la tubería, se destruyen [22]. Cuando esto sucede, la mayoría de las burbujas se encuentran cerca de la pared del tubo superior [23]. A mayores tasas de líquido, las burbujas de gas se dispersan de manera más uniforme en toda la sección transversal de la tubería [24]. La condición de flujo son las burbujas dispersas, como resultado de tasas altas de flujo de líquidos, las dos fases se están moviendo a la misma velocidad, y el flujo se considera homogéneo antideslizante [16].

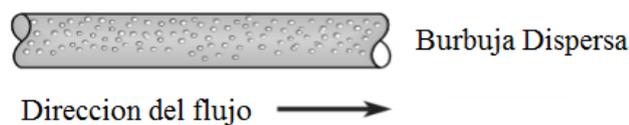


Figura 5. Flujo burbuja dispersa [16].

1.3. Investigación sobre diámetros utilizados en colectores / evaporadores

Los canales hidráulicos, de diámetros pequeños radican en su alta transferencia de calor coeficiente y potencial significativo para disminuir el área superficial del intercambiador de calor. Por lo tanto, es de gran importancia entender los fenómenos fundamentales incluyendo patrones de flujo, transferencia de calor de ebullición de flujo, flujo de calor crítico (CHF) y presión de flujo de dos fases para desarrollar nuevas tecnologías [25].

En cambio, hay varias definiciones sobre este tema. Shah [26] definió un intercambiador de calor compacto como un intercambiador con una relación de densidad del área superficial $> 700 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$. Este límite se traduce en un diámetro hidráulico $< 6 \text{ mm}$. Según esta definición, la distinción entre canales de pequeño diámetro y canales de tamaño normal es 6 mm .

Mehendale et al. [27], definieron varios intercambiadores de calor pequeños y mini en términos de hidráulica, diámetro D_h , como Micro intercambiador de calor $D_h = 1-100 \mu\text{m}$, Intercambiador de calor meso: $D_h = 100 \mu\text{m}^{-1} \text{ mm}$, Intercambiador de calor compacto: $D_h = 1-6 \text{ mm}$, Intercambiador de calor convencional: $D_h > 6 \text{ mm}$.

De acuerdo con esta definición, la distinción entre canales de pequeño diámetro y canales de tamaño normal es 6 mm . Basado en la práctica de ingeniería y áreas de aplicación tales como la industria de refrigeración en el pequeño tonelaje de unidades, evaporadores compactos empleados en la industria automotriz, aeroespacial, de separación de aire y criogénica, la aplicación en el campo de la microelectrónica y los sistemas micros electromecánicos (MEMS).

Kandlikar. [28], definieron los siguientes rangos de diámetros hidráulicos que se atribuyen a diferentes canales: Canales convencionales: $D_h > 3 \text{ mm}$, Mini canales: $D_h = 200 \mu\text{m}^{-3} \text{ mm}$, Micro canales: $D_h = 10-200 \mu\text{m}$ [25].

1.4. Refrigerantes

En la actualidad, las empresas fabricantes de refrigerantes han eliminado muchos de ellos por el mismo hecho de ser peligrosos tanto como al ser humano como al medio ambiente, el uso de refrigerantes naturales puede desempeñar un papel vital en el cumplimiento de los objetivos planteados en el protocolo de Kioto [29] y tratado de Montreal [30]. Debido a los inconvenientes ambientales, la disminución de la capa de ozono y el calentamiento global [31].

El potencial de agotamiento de ozono (ODP), se refiere a la cantidad de agotamiento del ozono causada por una sustancia y el potencial de calentamiento atmosférico (GWP), es una medida que indica cuanto aporta una determinada masa de gas al efecto

del calentamiento global [32]. A continuación, se presenta la clasificación de los hidrocarburos empleados como refrigerantes y su potencial de calentamiento global (GWP):

Tabla 1. Propiedades de inflamabilidad de los hidrocarburos [33].

Refrigerante	Número de refrigerante	Fórmula Química	GWP (100 años)	T[°C] de auto ignición
Propano	R290	C3H8	3,3	466
Butano	R600	C4H10	4	420
Isobutano	R600a	C4H10	3	462
Etano	R170	C2H6	5,5	515
Propileno	R1270	C3H6	1,8	455
Ciclo propano	RC270	C3H6	1,8	495
Dimethyl Ether	RE170	C2H6O	1	235

El tetrafluoroetano refrigerante conocido como HFC R134a es un hidrofluorocarbano constituido por hidrogeno, fluorina y carbono; al no contener clorina, no lo hace dañino ante la capa de ozono, este refrigerante es un conocido sustituto para el R12, por lo que va a ser necesario emplear mayor cantidad de R134a en un sistema [34].

Tabla 2. Propiedades de refrigerantes [35].

Número de refrigerante	R134a	R290	R12	R600a
Fórmula Química	CH ₂ FCF ₃	C ₃ H ₈	CCl ₂ F ₂	C ₂ H ₂ F ₄
Peso molecular [<i>kg·kmol⁻¹</i>]	102.0	44.10	12.91	102.03
Constante de gas R [<i>kJ·kg⁻¹·K⁻¹</i>]	0.85	0.1885	0.06876	0.08149
Densidad (líquido) ρ [<i>kg·m⁻³</i>]	1206	581		1443
Calor específico c_p [<i>kJ·kg⁻¹·K⁻¹</i>]	1.46	2.25		1.23
Punto de ebullición normal [°C]	-26.1	-42.2	-29.1	-26.1
Calor latente vaporización h_{fg} [<i>kJ·kg⁻¹</i>]	215.9	427.8		217.0

Continuación de Tabla 2. Propiedades de refrigerantes

Punto de congelación [°C]	-103	-187.7		-96.6
Temperatura crítica [°C]	101	96.7	112	101
Presión crítica [MPa]	4.07	4.25	4.12	4.07
Volumen crítico [$m^3 \cdot kmol^{-1}$]	0.2547	0.19998	0.2179	0.1993
Calor latente de evaporación [$kJ \cdot kg^{-1}$]	215.9	425.4	37.89	49.06

1.4.1. Mapas de regímenes de flujo para tuberías horizontales

Es la representación gráfica de las fases presentes en un fluido, sirve para determinar los diferentes tipos de flujo que se presentan bajo situaciones específicas según cada correlación presente en las investigaciones.

1.4.1.1. Correlación de Baker

El alcance de la correlación mencionada abarca patrones de flujo en tubería de configuración horizontal. Fue propuesto e introducido en el año 1953, presentando una modificación más tarde como se muestra en la Figura 6. Es ideal para tuberías de diámetros mayores a 6 pulgadas. El sistema de ejes presenta en las abscisas $G_l \lambda \phi / G_g \lambda$ y en las ordenadas G_l / λ ; abarcando variables como:

- G_l : El flujo másico del líquido
- G_g : El flujo másico del gaseoso

Los parámetros ρ_g , ρ_l representan la densidad del gas y la densidad del líquido respectivamente; λ y ϕ son dependientes de la densidad y viscosidad dinámica, presentes en las ecuaciones 1 y 2 respectivamente [36].

$$\lambda = \left[\left(\frac{\rho_g}{0.075} \right) \left(\frac{\rho_l}{62.4} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

$$\phi = \frac{73}{\sigma_1} \left[\mu_1 \left(\frac{62.4}{\rho_l} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

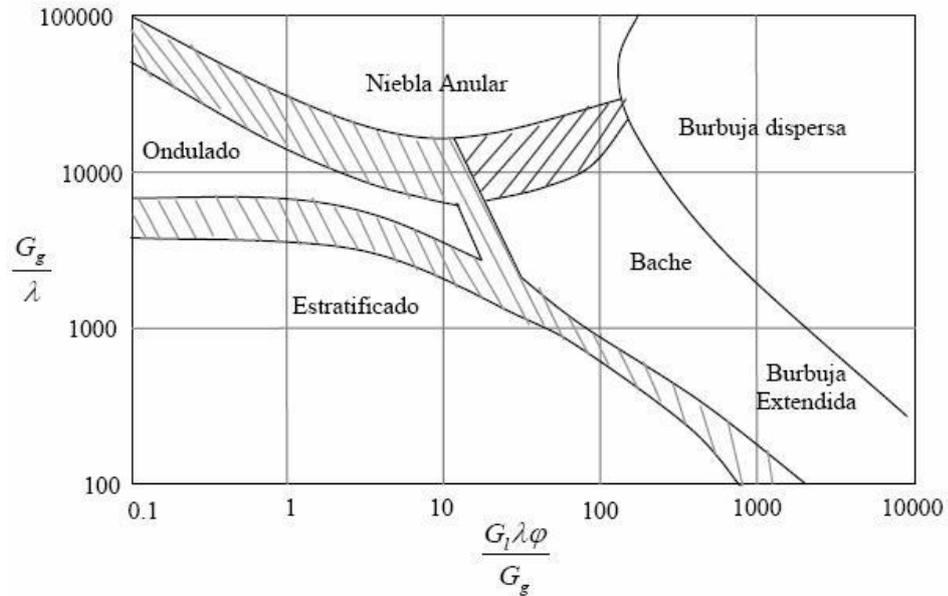


Figura 6. Mapa de regímenes de flujo, Baker (1953) [37].

1.4.1.2. Correlación de Govier y Omer

La propuesta de este diagrama fue en 1962, años posteriores se tomó en consideración variables como el diámetro y propiedades de fluidos. Para poder aplicar a fluidos diferentes del aire y agua, es primordial aplicar los siguientes parámetros de corrección referidos en las ecuaciones (3) y (4), utilizados para multiplicar en las velocidades de periferia de fluidos expresados, mostrando en las ecuaciones (5) y (6).

$$X = \left(\frac{\rho_g}{0.0808} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3)$$

$$Y = \left[\left(\frac{\rho_g}{62.4} \right) \left(\frac{72.4}{\sigma} \right) \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4)$$

$$\bar{V}_{SG} = XV_{SG} \quad (5)$$

$$\bar{V}_L = YV_{SL} \quad (6)$$

Siendo ρ_g la densidad del gas, el sistema de ejes presenta en las abscisas V_{SG} que representa la velocidad superficial del aire y en las ordenadas V_L que representa la velocidad superficial del agua expuesta en la Figura 7 [38].

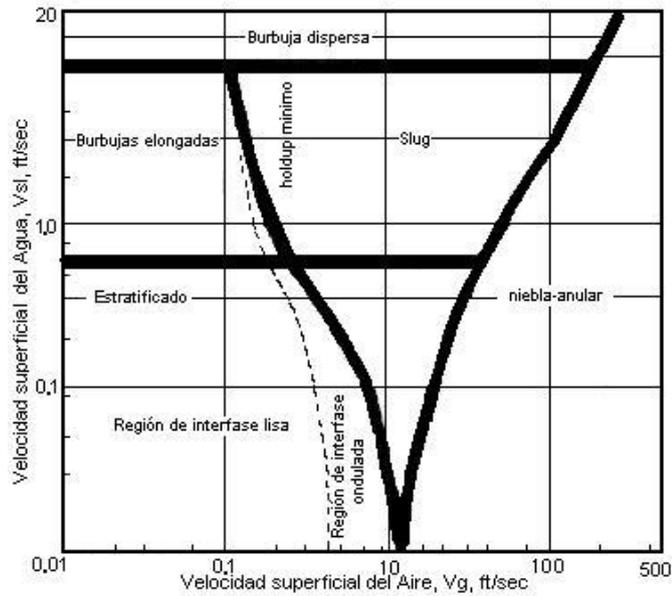


Figura 7. Mapa de patrones de flujo de Govier & Omer [39].

1.4.1.3. Correlación De Mandhane

Se propuso el diagrama en 1964 por el Ingeniero Mandhane, basando las coordenadas en funciones logarítmicas, designando en el eje de las abscisas la velocidad superficial del gas y en el eje de las ordenadas la velocidad superficial del líquido (Observar Figura 8).

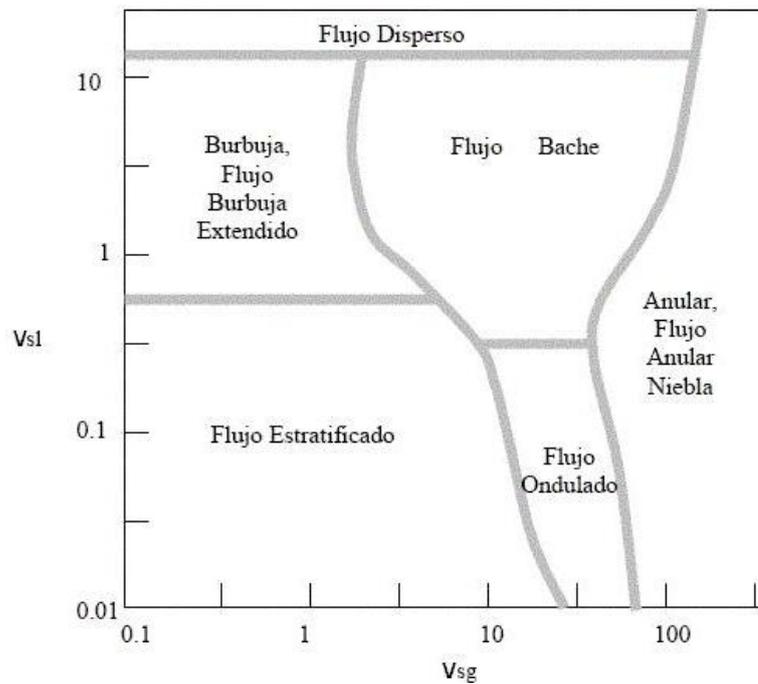


Figura 8. Mapa de regímenes de flujo Mandhane (1974) [39].

Para fluidos diferentes de agua y aire se introduce los siguientes factores de corrección, involucrando valores variables de gas y líquido como la densidad ρ , viscosidad dinámica μ y fuerza σ , aplicables en las ecuaciones (7) y (8).

$$X' = \left(\frac{\rho_G}{0.0808} \right)^{0.2} \left(\frac{\rho_L}{62.4} \frac{72.4}{\sigma} \right)^{0.25} \left(\frac{\mu_G}{0.018} \right)^{0.2} \quad (7)$$

$$Y' = \left(\frac{\mu_L}{1.0} \right)^{0.2} \left(\frac{\rho_L}{62.4} \frac{72.4}{\sigma} \right)^{0.25} \quad (8)$$

1.4.1.4. Correlación De Taitel y Dukler

En el año de 1976 se planteó y desarrollo un modelo, cuya finalidad era de elaborar mapas de régimen de flujo para fluidos y dimensionamiento de tubería a base del diámetro mostrado en la Figura 9. El análisis en la transición de patrones se basa en la teoría de la inestabilidad de Kelvin-Helmholtz, aplicable a un rango amplio de diámetro tuberías, y con un fluido de trabajo aceite, gas y agua.

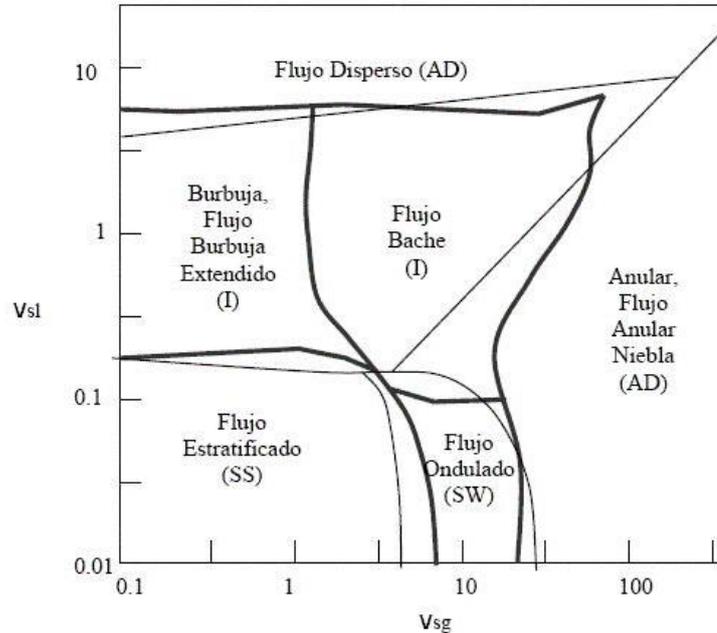


Figura 9. Mapa de régimen de flujo Taitel y Dukler (1976) [39].

El sistema de ejes presenta en las abscisas V_{sg} que representa la velocidad superficial del aire y en las ordenadas V_L que representa la velocidad superficial del agua expuesta en la Figura 9 [38].

1.4.1.5. Correlación De Beggs y Brill

Este modelo de análisis basa su estudio en la fracción de líquido entrante representando en el eje de las abscisas y el número de Froude (NFR) en el eje de las ordenadas, presentado en la Figura 10.

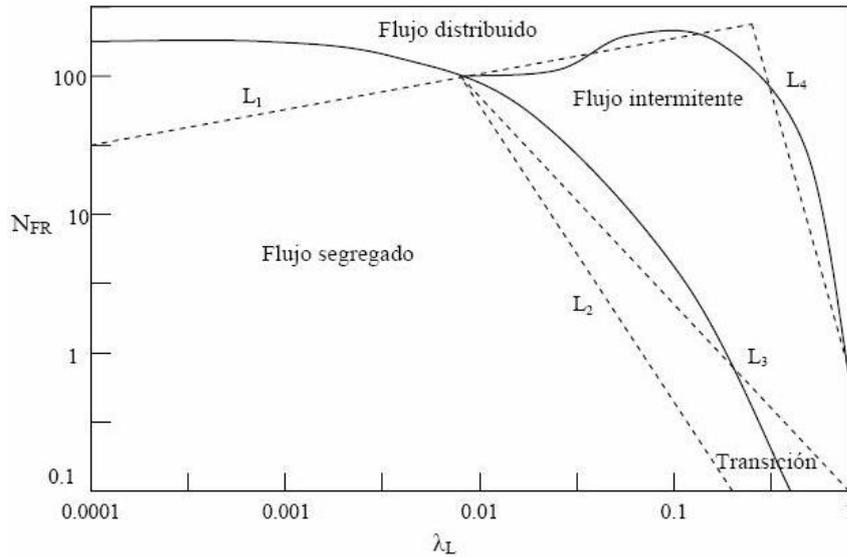


Figura 10. Correlación De Beggs & Brill [40].

Los parámetros para aplicar esta correlación son para diámetros de tubería de 1 *in* a 1,5 *in*; presión promedio en el sistema de 35 a 95 *psi*; gradiente de presión de 0 a 0,8 *psi.ft⁻¹* y ángulo de inclinación de -90 a 90°, fluido aire y agua.

La correlación viable para aplicar en el refrigerante R134a es la correlación de Taitel y Dukler, porque la consideración de la fase del fluido está en función del factor de fricción, cantidad del flujo másico, densidad de la fase, y diámetro interno.

Para el refrigerante R600a la correlación aplicable es la correlación de Mandhane, porque la consideración de la fase del fluido está en función de la velocidad superficial del gas y del líquido.

Tabla 3. Resumen de factores de las correlaciones en tuberías horizontales.

Correlación	Condición
$\lambda = \left[\left(\frac{\rho_g}{0.075} \right) \left(\frac{\rho_l}{62.4} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$	(1) Mapa de Baker, Fase gaseosa (λ)
$\phi = \frac{73}{\sigma_1} \left[\mu_1 \left(\frac{62.4}{\rho_l} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}}$	(2) Mapa de Baker, Fase líquida (ϕ)
$X = \left(\frac{\rho_g}{0.0808} \right)^{\frac{1}{3}}$	(3) Mapa de Govier y Omer referente a las velocidad
$\bar{V}_{SG} = XV_{SG}$	(5) superficial del aire (V_{SG})
$Y = \left[\left(\frac{\rho_g}{62.4} \right) \left(\frac{72.4}{\sigma} \right) \right]^{\frac{1}{4}}$	(4) Mapa de Govier y Omer referente a las velocidad
$\bar{V}_L = YV_{SL}$	(6) superficial del agua (V_L)
$X' = \left(\frac{\rho_G}{0.0808} \right)^{0.2} \left(\frac{\rho_L}{62.4} \frac{72.4}{\sigma} \right)^{0.25} \left(\frac{\mu_G}{0.018} \right)^{0.2}$	(7) Mapa de Mandhane y colaboradores en referencia al eje de las abscisas (X')
$Y' = \left(\frac{\mu_L}{1.0} \right)^{0.2} \left(\frac{\rho_L}{62.4} \frac{72.4}{\sigma} \right)^{0.25}$	(8) Mapa de Mandhane y colaboradores referencia al eje de la ordenada derecha (Y')
$x = \left[\frac{\left(\frac{dp}{dz} \right)_L}{\left(\frac{dp}{dz} \right)_G} \right]^{\frac{1}{2}}$	(9) Mapa de Taitel y Dukler en referencia al eje de las abscisas (X)

Continuación de Tabla 3. Resumen de factores de las correlaciones en tuberías horizontales

$$K = Fr_G Re_L^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

Mapa de Taitel y Dukler en referencia al eje de la ordenada izquierda (K)

$$T = \left[\frac{\left| \left(\frac{dp}{dz} \right)_L \right|}{g(\rho_L - \rho_g)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

Mapa de Taitel y Dukler en referencia al eje de la ordenada derecha (T)

$$\lambda = \frac{q_l}{q_l + q_g} \quad (12)$$

Mapa de Beggs y Brill en referencia al eje de las abscisas

$$N_{FR} = \frac{V^2 m}{gd} \quad (13)$$

Mapa de Beggs y Brill en referencia al eje de las ordenadas

1.5. Bomba de calor

Máquina térmica que utiliza el calor de un recinto frío, sea cerrado o abierto conocido como fuente de calor y lo transfiere a un ambiente más caliente catalogado como sumidero, a través del refrigerante que circula en el sistema [41]. La optimización de esta máquina térmica tiene relación con la eficiencia, el rendimiento, el gasto energético y las condiciones ambientales donde se instala [42]. Los tres principales criterios para la elección del sistema son la fuente de calor, la tecnología de la bomba de calor y los requisitos de calor [43].

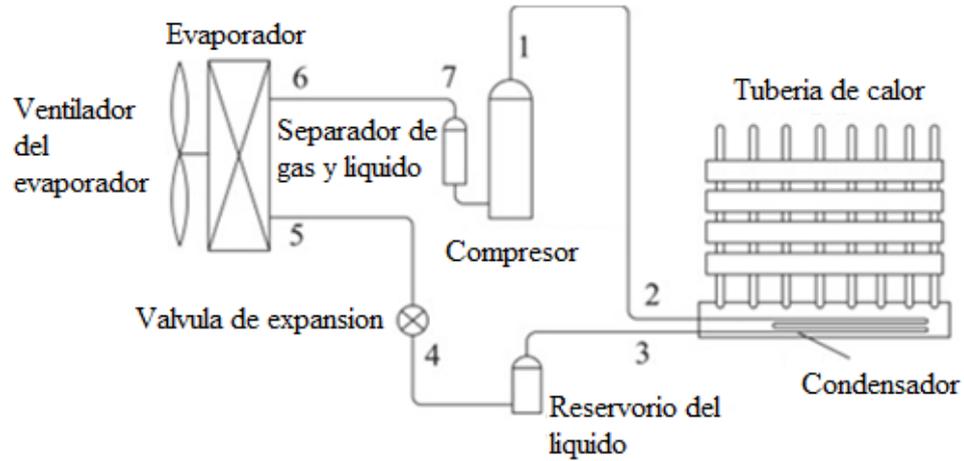


Figura 11. Bomba de calor [44].

1.5.1. Partes de una bomba de calor

Rey et al. [45], definen los siguientes elementos principales en una bomba de calor:

Compresor: Dispositivo que aumenta la presión del refrigerante que viene del evaporador en estado gaseoso y sobrecalentado, hasta una presión favorable del paso de gas a líquido en el condensador [45].

Condensador: Son intercambiadores de calor en el cual ingresan dos tipos de fluidos los cuales realizan un intercambio de calor a través de las paredes de las tuberías del dispositivo sin mezclarse [46].

El condensador suele ser un 10-30 % más grande que el evaporador ya que se necesita una superficie mayor para poder condensar los gases provenientes del compresor [46].

Dispositivo de expansión: Válvula que separa el lado de alta presión del de baja. Permite la regulación del flujo del refrigerante hacia el evaporador, así como la reducción en la presión de éste [45].

Evaporador: Intercambiador de calor en el cual el refrigerante en estado de vapor húmedo, debido a la expansión, absorbe el calor del medio para cambiar su estado completamente a gas [45].

1.5.2. Bomba de calor asistida por energía solar

Es una maquina térmica que presenta un sistema que combina paneles solares y una bomba de calor ubicadas en paralelo para producir eficiencia energética y abaratar costos.

Los paneles solares que se utilizan en un sistema SAHP pueden ser de tipo mono cristalino, policristalino, película delgada, unión por laminación, tubería de calor, chapas térmicas y chapas con tubos; teniendo preferencia por los tres primeros por la razón que permite reducción de gastos económicos y consumos energéticos [47].

La optimización en una bomba de calor asistida por energía solar consiste en evitar la disminución de la temperatura de evaporación del fluido provocando la disminución de la eficiencia del panel solar, pero el aumento del rendimiento de la bomba de calor [48].

Mediante la selección del tipo de fluido como medio de transferencia de calor se presenta dos configuraciones, la primera es la máquina de expansión indirecta caracterizada por el uso del agua con glicol (líquido anticongelante) y el segundo máquina de expansión directa utilizando el fluido refrigerante como medio de transporte en el circuito [49].

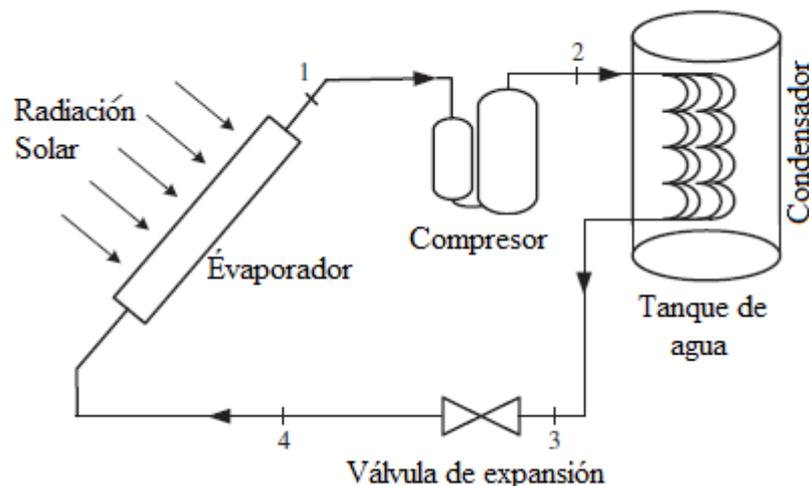


Figura 12. Calentador de agua asistido por calentador de agua solar [10].

1.5.3. Bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar

Simbaña et al. [50], indican que un sistema de bomba de calor asistida por energía solar (DX-SAHP) de expansión directa es una técnica de particular interés porque convierte y transporta la energía térmica del sol. En comparación con otra bomba de calor asistida por energía solar, tiene la capacidad de transferir calor para fines de almacenamiento.

Uso directo de alta y baja intensidad solar de manera eficiente para calefacción y el enfriamiento también es posible. Esto se logra a través del calentamiento y expansión del refrigerante que fluye en el colector-evaporador solar a través de estos [51].

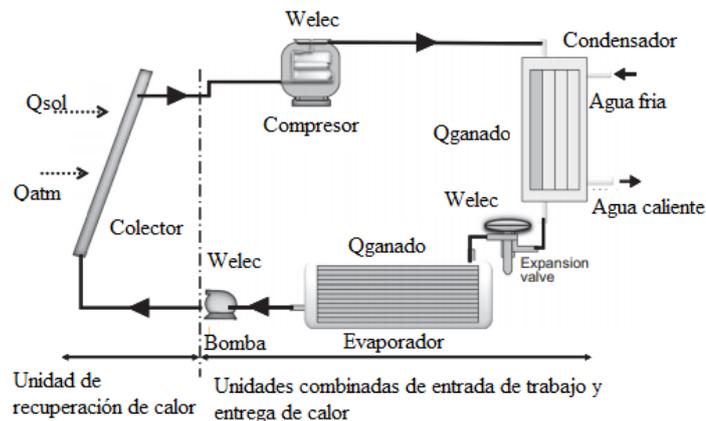


Figura 13. Bomba de calor solar asistida de expansión directa [51].

Los sistemas DX-SAHP se han utilizado ampliamente en el secador solar, aplicaciones de calefacción, aire acondicionado espacial y almacenamiento en frío.

Además, grande cantidad de refrigerantes como el R134a con alto potencial para uso en bomba de calor solar de expansión directa que ha sido explorado. Los resultados de la investigación han mostrado formas de evaluación y varios factores que determinan el rendimiento del sistema. Estas investigaciones son necesarias para extender el diseño y conocimiento del rendimiento y para mejorar la tecnología en general [51].

En un sistema DX-SAHP, la radiación solar se usa directamente como la fuente de calor, que puede proporcionar una temperatura de evaporación más alta que los sistemas termales solares indirectos. Uno de los factores claves que afecta el

coeficiente de rendimiento (COP) es la temperatura de evaporación para un sistema de bomba de calor.

La idea de los sistemas DX-SAHP fue propuesta por primera vez por Sporn & Ambrose [52] . En los años siguientes, muchos tipos diferentes de DXSAHP los sistemas se han estudiado teórica y experimentalmente. Los resultados indicaron que el sistema DX-SAHP fue influenciado fuertemente por la intensidad de la radiación solar y el área del colector / evaporador solar [11].

La energía solar es limpia, "gratuita" y renovable, que ha recibido mucha atención en los últimos años debido a la creciente energía global con existentes necesidades y preocupaciones por la degradación ambiental. La bomba de calor es también un medio prometedor de reducir el consumo de fósiles, recursos energéticos. La idea de la combinación de bomba de calor y la energía solar ha sido propuesta y desarrollada por muchos investigadores de todo el mundo, que recibe el nombre de asistencia solar sistema de bomba de calor (SAHP). Un calor asistido por energía solar de expansión directa, el sistema de bombeo (DX-SAHP) integra directamente Rankin inverso dispositivo de refrigeración con colector solar [10].

En el calentador de agua con bomba de calor solar de expansión directa (DX-SAHPWH) el colector solar sirve como un evaporador donde el refrigerante absorbe la energía solar incidente (y / o energía del aire ambiente) y la energía rechazada por el condensador contribuye al calentamiento del agua. Dado que el sistema de recolección solar puede suministrar energía a temperaturas más altas que el aire ambiente exterior, la capacidad y COP (coeficiente de rendimiento) de DXSAHPWH sistema aumentaría sobre eso para el calor de la fuente de aire sistema de bomba [10].

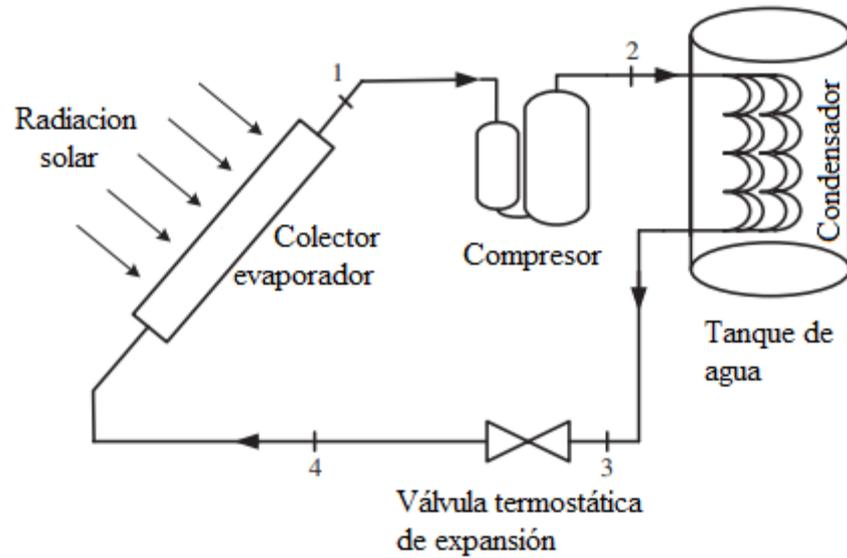


Figura 14. Bomba de calor solar asistida de expansión directa [10].

1.6. Compresor

Se encarga de aumentar la presión del refrigerante con el fin de otorgar a este la capacidad de ceder calor a temperaturas más elevadas, es uno de los dispositivos que se utilizan en los sistemas para aumentar la presión del fluido de trabajo, el compresor puede comprimir el fluido de trabajo a muy altas presiones, en los compresores la transferencia de calor es casi insignificante $Q=0$ ya que normalmente está bien aislado [46].

1.6.1. Tipos de compresores utilizados en bombas de calor

Los principales tipos de compresores según la Asociación Europea de Bomba de Calor se presentan en la Figura 15. Los compresores utilizados en los sistemas de refrigeración a menudo se describen como herméticos, abierto o semi hermético. El motor es hermético y está diseñado para operar y ser refrigerado por el refrigerante siendo comprimido. La desventaja de los compresores herméticos es que el accionamiento del motor no puede ser reparado o mantenido, y todo el compresor debe ser removido si el motor falla.

Un compresor abierto tiene un motor que se encuentra fuera del sistema de refrigeración, y proporciona un accionamiento al compresor por medio de un eje de entrada con una glándula adecuada llamada focas. Los motores de compresores

abiertos son típicamente refrigerados por aire y pueden ser bastante fáciles para ser intercambiado o reparado sin desgasificación del sistema de refrigeración. La desventaja de este tipo de compresor es la falla potencial de los sellos del eje, lo que lleva a la pérdida de refrigerante [53].

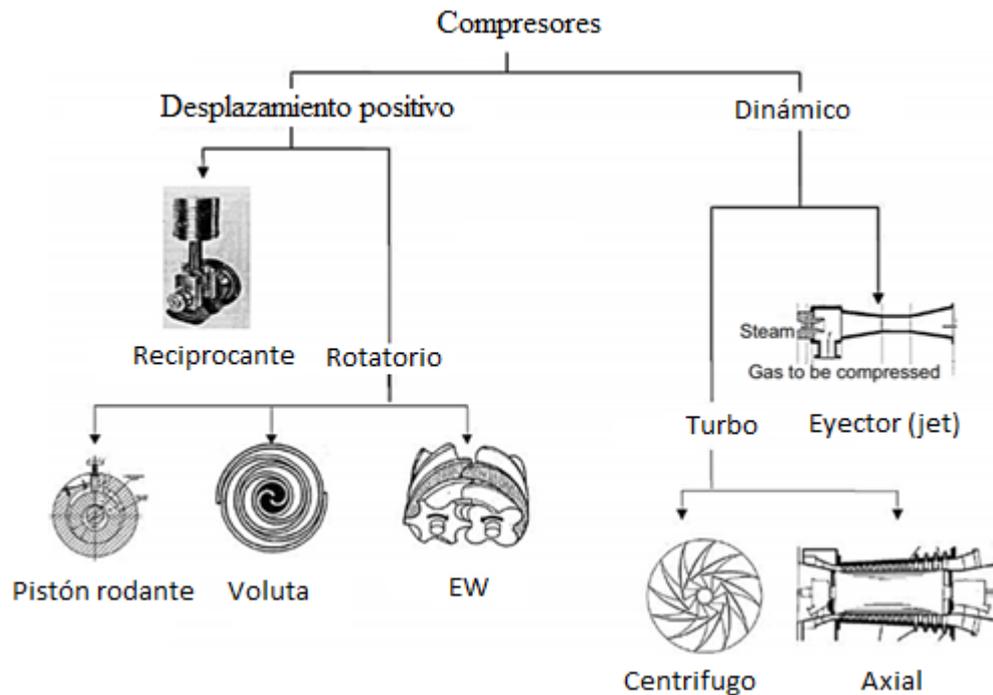


Figura 15. Tipos de compresores en bombas de calor [53].

1.6.2. Compresor reciprocante

Un compresor reciprocante o compresor de pistón tiene un desplazamiento positivo que utiliza pistones accionados por un cigüeñal para entregar gas puro, mezcla de gases, vapor saturado, o vapor sobrecalentado a alta presión [53]. Este movimiento involucra grandes fuerzas de inercia, con aceleraciones y desaceleraciones violentas en cada carrera [54].

1.6.3. Compresor reciprocante de velocidad variable

El compresor de velocidad variable sirve para aumentar la eficiencia energética con un mejor control de temperatura, el uso del controlador de encendido /apagado consume gran energía ya que el compresor está funcionando a velocidades máximas y se enciende y apaga cuando alcanzó el ajuste de temperatura, causando el uso de alta energía. La velocidad del compresor para alcanzar la configuración de temperatura

deseada. El sistema de compresor de velocidad variable indica más ahorro de energía con la finalidad de mejorar control de temperatura en comparación con el sistema de control de encendido /apagado [55].

1.7. Válvula de expansión

Provoca una disminución de presión en el refrigerante que se vaporiza. Son dispositivos que restringen el paso del flujo, esto se presenta por una súbita variación en el diámetro de la tubería seguida de una expansión, esto causa una caída de presión muy significativa para el fluido de trabajo sin la necesidad de requerir trabajo, las válvulas no producen ningún trabajo ($w=0$), también al estar al mismo nivel el cambio de energía potencial es prácticamente insignificante ($\Delta ep=0$) [56].

1.7.1. Válvula de expansión termostática

El dispositivo de expansión tiene la función en un sistema de refrigeración de controlar el flujo de refrigerante líquido que entra al evaporador [57]. El refrigerante líquido que llega al dispositivo a alta presión fluye a través de él y se transforma en una mezcla líquido – vapor a baja presión [58]. Se le conoce como un componente sensible debido a la función que desempeña en el sistema [59].

Las válvulas de expansión termostática se encargan de regular la inyección de líquido refrigerante en los evaporadores, ésta es controlada mediante el recalentamiento del refrigerante [60].

Dossat [61] menciona una válvula de expansión termostática cargada de líquido (VET) para sistemas de refrigeración comercial, con respecto a un sistema de refrigeración, las funciones de las válvulas son:

- Mantener una diferencia de presión requerida entre condensador y evaporador.
- El medidor de flujo de refrigerante al evaporador (idealmente) en la misma velocidad que el compresor.

- Proteja el compresor de la ingestión de líquidos manteniendo un grado aceptable de sobrecalentamiento en la succión línea; normalmente se establece entre 5 y 10 [K] [62].

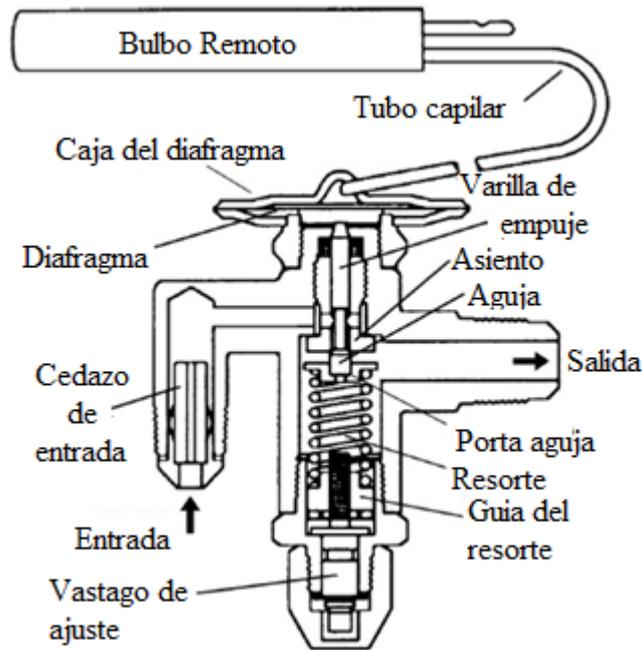


Figura 16. Válvula de expansión [60].

1.7.2. Válvula de expansión termostática electrónica

Ofrece un grado más fino de control y sistema de protección. Los beneficios se pueden resumir de la siguiente manera:

El control de flujo preciso en una amplia gama de capacidades, respuesta rápida a los cambios de carga, mejor control a sobrecalentamientos bajos para que se requiera menos superficie del evaporador para sobrecalentarse. Más superficie para la evaporación da como resultado una mayor evaporación de temperatura y una mejor eficiencia. La conexión eléctrica entre los componentes ofrece una mayor flexibilidad en el diseño del sistema, que es importante para sistemas compactos. La válvula puede cerrarse cuando el sistema se apaga, lo que elimina la necesidad de una válvula de solenoide de cierre adicional [63].

Cuando se realiza la modulación de refrigerante, ésta garantiza un adecuado funcionamiento debido a que se acopla entre un orificio fijo y un obturador movido

mediante un motor que permite una regulación de 480 pasos, es decir, 15 [mm] de largo. Evidentemente, se logra reducir el riesgo de algunas falencias [64].

La válvula de expansión electrónica regida por un controlador contiene dos señales electrónicas, una de ellas, es un sensor de temperatura y la otra es un transmisor de presión; por lo cual, el controlador puede tener conocimiento del recalentamiento en el evaporador. Este tipo de válvulas se acciona a través de un solenoide, tiene dos estados que son abiertos y cerrado que contribuye para regular el caudal, lo que da como consecuencia que la válvula se abra o cierre dando paso el flujo del refrigerante al evaporador [59].



Figura 17. Válvula expansión electrónica [65].

1.8. Tipos de colectores

Los colectores de energía solar se distinguen básicamente por su estación de movimiento, seguimiento de un solo eje, y dos ejes de seguimiento y la temperatura de funcionamiento.

Colectores solares estacionarios en posición y no rastrean el sol. Tres tipos principales:

- Colector de placa plana (FPC).
- Colector parabólico compuesto estacionario (CPC).
- Colector de tubos de evacuación (ETC).

1.8.1. Colector de tubos evacuación (ETC)

Los colectores solares convencionales de placa plana simple se desarrollaron para su uso en climas cálidos y soleados [66]. Sus beneficios, sin embargo, se reducen

considerablemente cuando las condiciones se vuelven desfavorables durante el frío, días nublados y ventosos [67]. Además, las influencias de la intemperie, como la condensación y la humedad, causan un deterioro temprano de los materiales internos, lo que reduce el rendimiento y la falla del sistema.

Los colectores solares de evacuación de calor (tubos) funcionan de manera diferente a los otros colectores disponibles en el mercado. Estos colectores solares consisten en un tubo de calor dentro de un tubo sellado al vacío [68]. Los colectores de tubos evacuados han demostrado que la combinación de una superficie selectiva y un supresor de convección pueden resultar en un buen rendimiento a altas temperaturas [69]. La envoltura de vacío reduce la convección y las pérdidas de conducción, por lo que los colectores pueden operar a temperaturas más altas que los antes mencionados [70].

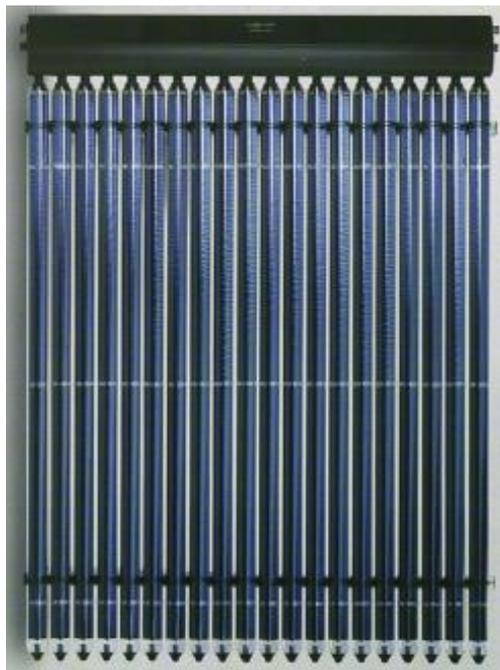


Figura 18. Colector de tubos de evacuación [70].

1.8.2. Colector parabólico compuesto (CPC)

Los colectores parabólicos compuestos (CPC) son concentradores sin imágenes, tienen la capacidad de reflejar al absorbedor gran cantidad de radiación incidente [71]. El requerimiento de mover el concentrador para acomodar el cambio de orientación solar puede reducirse usando un canal con dos secciones de una parábola [72]. Los

concentradores parabólicos compuestos pueden aceptar la radiación entrante en un rango relativamente amplio de ángulos [73]. Al utilizar múltiples reflexiones internas, cualquier radiación que ingrese a la abertura dentro del colector el ángulo de aceptación encuentra su camino hacia la superficie del absorbedor ubicada en la parte inferior del colector [74]. El absorbedor puede considerar múltiples configuraciones (plano, bifacial, cuña o cilíndrico) [70].



Figura 19. Colector parabólico compuesto [70].

1.8.3. Colector de placa plana (FPC)

Cuando la radiación solar pasa a través de la cubierta transparente y choca con la superficie absorbente oscura con gran absorción, una buena parte de esta energía es absorbida por la placa y transferida al medio de transporte en los tubos de fluido, para su almacenamiento o uso [75]. La parte inferior de la placa de absorción y los dos lados están bien aislados [76]. Para disminuir pérdidas por conducción, los tubos de líquido pueden soldarse a la placa absorbente o pueden ser parte de la placa [77]. Los tubos de líquido están conectados en ambos extremos por tubos colectores de gran diámetro [70].

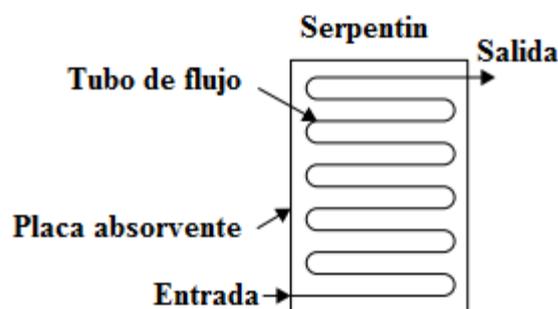


Figura 20. Colector de placa plana [70].

El colector de placa plana es una de las principales aplicaciones para generar energía amigable con el medio ambiente; mediante la absorción de $1 [kW \cdot m^{-2}]$ de energía solar incidente, $0,29$ y $2,96 [\mu m]$ de longitud de onda y absorción de temperaturas de 39 y $132 [^{\circ}C]$, permite un ahorro en la cuenta de consumo energético, principalmente utilizado en el calentamiento de agua y recintos cerrados [78].

En la ciudad de Zacatecas el 2017 comenzó el funcionamiento del proyecto “FORDECYT 190603” de la empresa Secapo, enfocado en el campo agropecuario; proyecto con afinidad en la deshidratación solar para la producción del chile guajillo seco mediante el uso de un túnel de secado tipo horizontal de acero inoxidable, de capacidad de cuatro toneladas por lote, a través de suministro de energía térmica de 40 colectores de placa plana con un área de $100 m^2$ [79].

En aplicaciones residenciales automáticas con un colector placa plana IS-PRO, permite en verano el calentamiento del acumulador de agua caliente sanitaria y almacenaje de energía excedente de colectores solares en el acumulador geotérmico, en otoño la activación de los muros radiantes a través de la energía desviada de los colectores mediante una bomba de calor, en invierno y primavera la bomba de calor suministra energía a las paredes y losas partiendo del acumulador geotérmico [80].

El colector que se está utilizando en el prototipo se adapta a diferentes posiciones en rangos de 0 a 90° , aportando el conocimiento para entender el comportamiento de la incidencia de la radiación solar sobre la posición de las placas de cobre.

Este capítulo abarcó algunas temáticas muy importantes para el desarrollo de la presente tesis:

- Los patrones de flujo forman un aporte importante debido a que dan énfasis en la distribución del flujo en la bifurcación de tubos, en este caso, también se abordó sobre el flujo estratificado, el cual, se producido con tasas de flujo relativamente bajas de gas- líquido mientras que el flujo intermitente tienen dos fases: líquida y gaseosa, mismas que alternan entre sí, además existe un aumento de la velocidad del gas que ocasiona que las olas de la interface se levanten hasta alcanzar la pared del tubo.

- El flujo anular se caracteriza debido a que existe una película de líquido continua alrededor del perímetro de la tubería y es también un flujo continuo axialmente, formando así un anillo y el flujo disperso burbujas se define por la condición de que las burbujas son las primeras en suspensión en el líquido o cuando las bolsas de gas, que tocan la parte superior de la tubería, se destruyen. Cuando esto sucede, la mayoría de las burbujas se encuentran cerca de la pared del tubo superior [19].
- Los canales hidráulicos, de diámetros pequeños radican en su alta transferencia de calor coeficiente y potencial significativo para disminuir el área superficial del intercambiador de calor. Mismos que permiten el desarrollo de nuevas tecnologías.
- Los refrigerantes desempeñan un papel fundamental dado que representan el eje del proyecto, por lo cual, se describió alguno de ellos, como el tetrafluoroetano que es el refrigerante conocido como HFC134a, constituido por hidrogeno, fluorina y carbono.
- Existen algunas correlaciones que permiten denotar los patrones de flujo en varias tuberías, otras de ellas, se encargan de analizar los parámetros en cuanto a la densidad, viscosidad, diámetro de tuberías, fluido de trabajo como aceite, gas y agua. En donde, se encuentra especificado la forma en cómo utilizar estas medidas (ecuaciones) para que se realice la respectiva correlación tomando siempre en cuenta los patrones de fluido.
- Las bombas de calor son conocidas como una máquina térmica que capta calor de un recinto frío sea cerrado o abierto conocido como fuente de calor y lo transfiere a un ambiente más caliente catalogado como sumidero, a través del refrigerante que circula en el sistema, además se conoce que el compresor tiene la finalidad de otorgar la capacidad de ceder calor a temperaturas más elevadas y comprimir el fluido de trabajo a muy altas presiones, mientras que las válvulas también desempeñan un papel muy relevante ya que se desarrollan a

través del trabajo con la caída de la presión, control sobre sí mismo, regulación de inyectores con fluido líquido, modulación del refrigerante.

CAPÍTULO II

PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA

En el presente capítulo se realiza el análisis de los elementos bajo condiciones específicas permitiendo describir su funcionamiento.

2.1. Conducción de calor en cilindros

La pared del cilindro con espesor pequeño separa dos fluidos a temperaturas diferentes y el gradiente de temperatura en la dirección radial es relativamente grande [81]. Además, si las temperaturas de los fluidos, dentro y fuera del tubo, permanecen constantes, entonces la transferencia de calor a través de ese tubo es estacionaria [82].

Donde se considere una capa cilíndrica larga de un tubo circular de radio interior (r_1), radio exterior (r_2), longitud (L) y conductividad térmica promedio (k) [82]. Las dos superficies de la capa cilíndrica se mantienen a las temperaturas constantes (T_1) y (T_2) [83]. No hay generación de calor en la capa y la conductividad térmica es constante [81]. Para calcular la razón de flujo de calor para el cilindro, se considera la ecuación de Fourier [84].

$$\dot{Q}_{cond,cil} = -kA \frac{dT}{dr} \quad (14)$$

$$A = 2\pi rL \quad (15)$$

Donde el área de transferencia (A) varía en la dirección de la transferencia de calor [85]. Al dividir las variables de la ecuación antes mostrada e integrar desde r a r_1 , se obtiene:

$$\int_{r=r_1}^{r_2} \frac{\dot{Q}_{Cond,cil}}{A} dr \quad (16)$$

Al sustituir $A = 2\pi rL$ y realizar la integración se obtiene:

$$\dot{Q}_{cond,cil} = 2\pi Lk \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (17)$$

Dado que el flujo de calor por conducción del cilindro ($\dot{Q}_{cond,cil}$) es constante se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{cond,cil} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cil}} \quad (18)$$

Donde la resistencia térmica de la capa cilíndrica contra la conducción de calor se representa por (R_{cil}) [86].

$$R_{cil} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} \quad (19)$$

Para los datos experimentales se utilizará el calor total (Q), un delta temperatura (ΔT) dividido para una resistencia térmica del cilindro (R_T) que viene dado de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_T} \quad (20)$$

Remplazando se obtiene

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 2} - T_{\infty 1}}{R_{cv1} + R_{cd1} + R_{cd2} + R_{cv2}} \quad (21)$$

Sustituyendo los datos de la resistencia térmica y sus datos de transferencia de calor por convección (h_1) y (h_2), el área del cilindro (A), longitud del cilindro (L) conductividad térmica (k) se puede expresar mediante la siguiente ecuación [82].

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 2} - T_{\infty 1}}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi Lk} + \frac{1}{h_2 A}} \quad (22)$$

2.2. Convección interna forzada

2.2.1. Velocidad y temperatura promedio

La velocidad indica la rapidez del fluido a través de la tubería, presentando un cambio gradual hasta un superior en el centro del mismo. La velocidad promedio representa la rapidez del flujo a condición constante mediante la circulación en el sistema, representada en la siguiente ecuación [87].

$$\dot{m} = \rho V_{prom} A_c = \rho V_{prom} (\pi r^2) \quad (23)$$

La ecuación (23) está en función de la velocidad promedio (V_{prom}) abarca variables como el caudal másico (\dot{m}), la densidad del fluido (ρ) y el área lateral interno de la tubería (A_c).

Resulta conveniente trabajar con la velocidad promedio, debido que representa la relación de velocidad que permanece constante a lo largo del recorrido a través de la tubería, simbolizado a través de la siguiente ecuación donde la temperatura promedio, de entrada y de salida son presentadas por (T_b), (T_i) y (T_e) respectivamente.

$$T_b = \frac{T_i + T_e}{2} \quad (24)$$

2.2.2. Numero de Reynolds

Es un valor adimensional, que establece el estado de un fluido en su recorrido por la tubería representado mediante la siguiente ecuación [86], en función de la velocidad promedio (V_{prom}), densidad del fluido (ρ), diámetro interno de la tubería (D_i), viscosidad cinemática (ν) y viscosidad dinámica del fluido (μ) [88].

$$\text{Re} = \frac{V_{prom} D_i}{\nu} = \frac{\rho V_{prom} D_i}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\mu \pi D_i} \quad (25)$$

En función del resultado se podrá clasificar la naturaleza del fluido en movimiento, si el número de Reynolds es mayor de 4000 el flujo será turbulento, si es menor e igual a 4000 será laminar.

2.2.3. Diámetro hidráulico

Es el factor que analiza la configuración no circular de tuberías, en función del número de Nusselt, y factor de fricción, a continuación se expresa las ecuaciones para el caso de tubo circular en la ecuación (26) siendo (D) el diámetro interno de la tubería, ducto cuadrado en la ecuación (27) siendo (a) la longitud interna del ducto, ducto rectangular en la ecuación (28) siendo (a) la altura interna y (b) la longitud de la base y canal en la ecuación (29) representando (a) la altura interna del líquido en circulación y (b) la longitud de la base [87].

$$D_h = \frac{4 \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)}{\pi D} = D \quad (26)$$

$$D_h = \frac{4a^2}{4a} = a \quad (27)$$

$$D_h = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b} \quad (28)$$

$$D_h = \frac{4ab}{2a+b} \quad (29)$$

2.2.4. Flujo de calor

Para analizar la transferencia de calor superficial hacia un fluido se utiliza la ecuación de la conservación de la energía en un flujo estacionario [82], expresado mediante la siguiente ecuación en función del flujo másico (\dot{m}), calor específico del fluido (c_p), temperatura media del fluido a la entrada (T_i) y temperatura media del fluido a la salida (T_e) [84].

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_e - T_i) \quad (30)$$

2.2.5. Caída de presión

Es el efecto producido por la fricción de las partículas de fluido entre las mismas y en contacto con la superficie interior de la tubería por la cual es conducida, generando pérdida de presión en la tubería. Se puede expresar mediante la siguiente ecuación, en donde (f) es el factor de fricción de Darcy Weisbach para tubo circular en flujo laminar, (L) la longitud de la tubería y (D) diámetro constante.

$$\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{prom}^2}{2} \quad (31)$$

$$f = \frac{64\mu}{\rho D V_{prom}} = \frac{64}{Re} \quad (32)$$

2.2.6. Número de Nusselt

Es la forma adimensional de expresar el coeficiente de transferencia de calor por convección (h), representando la mejora de la tasa de transferencia de calor debido al movimiento del fluido, es decir que tanto aumenta la transferencia de calor a causa de convección en lugar de conducción. [84].

En el caso de flujo laminar y tubería circular, dependiente a temperatura constante, flujo hidrodinámicamente desarrollado, se describe mediante la siguiente ecuación en función del número de Reynolds (Re) y el número de Prandtl (Pr) ($Pr \geq 5$).

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065 \left(\frac{D}{L} \right) Re Pr}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{D}{L} \right) Re Pr \right]^{\frac{2}{3}}} \quad (33)$$

En el siguiente caso se considera la temperatura con la variación de viscosidad y el número de Nusselt para desarrollo térmico e hidrodinámico para flujo laminar,

condiciones de $0,6 \leq Pr \leq 5$ y $0,00044 \leq \mu_b/\mu_s \leq 9,75$, representando viscosidad dinámica promedio del fluido (μ_b) y viscosidad dinámica evaluada a temperatura superficial (μ_s).

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{\frac{7}{50}} \quad (34)$$

Para el caso de placas paralelas isotérmicas se considera la siguiente ecuación en función del diámetro hidráulico (D_h) y las condiciones de $Re \leq 2800$ y flujo laminar.

$$Nu = 7.54 + \frac{0.03 \left(\frac{D_h}{L} \right) Re Pr}{1 + 0.016 \left[\left(\frac{D_h}{L} \right) Re Pr \right]^{\frac{2}{3}}} \quad (35)$$

En el caso que el flujo sea turbulento, el factor de fricción se puede determinar mediante la siguiente ecuación, dependiendo de la condición $3000 < Re < 5 \times 10^6$.

$$f = [0.790 \ln(Re) - 1.64]^{-2} \quad (36)$$

Para flujo turbulento en tubos lisos se puede calcular mediante la siguiente ecuación, con las condiciones $0,7 \leq Pr \leq 160$ y $Re > 10000$.

$$Nu = 0.023 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (37)$$

Mediante la ecuación de Dittus Boelter se puede mejorar la ecuación (37) aumentando la precisión y considerando que la diferencia de temperatura entre la superficie de la pared y el fluido es pequeña, expresado a continuación y con la condición de (n), expresando valores de 0,3 para enfriamiento y 0,4 para calentamiento [82].

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (38)$$

Si la diferencia de temperatura entre la superficie de la pared y el fluido es grande se utiliza la siguiente ecuación, donde todas las propiedades se evalúan para la temperatura promedio, excepto (μ_s) que se evalúa en función de la temperatura superficial, condicionando con $0,7 \leq Pr \leq 16700$ y $Re > 10000$ [87].

$$Nu = 0.027 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{\frac{7}{50}} \quad (39)$$

Utilizando la segunda ecuación de Petukhov, se puede reducir el porcentaje de error de un 25 hasta menos del 10 % y aplicando la ley de Gnielinski se puede aplicar la relación de exactitud mediante la siguiente ecuación, condicionando con $0,5 \leq Pr \leq 2000$ y $3000 < Re < 10000$.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (40)$$

2.3. Convección natural

Transporte de calor a través del fluido, el cual tiene movimiento natural y no uno generado artificialmente o por fuente externa.

2.3.1. Temperatura de la película

Se considera como el promedio de temperaturas entre la temperatura de la superficie y la temperatura del ambiente, expresada en la siguiente ecuación con base en la temperatura de superficie (T_s) y la temperatura ambiente (T_∞) [87].

$$T_{fn} = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (41)$$

2.3.2. Número de Grasshof

Es un número adimensional proporcional a las fuerzas producidas por la viscosidad y las fuerzas de flotación, dentro del fluido en recorrido. Se puede determinar mediante la siguiente ecuación que está en función de la gravedad (g) ($g = 9,8 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-2}]$) coeficiente de expansión volumétrica (β), temperatura de superficie (T_s), temperatura ambiente (T_∞), longitud característica (L_c) y viscosidad cinemática (ν) [88].

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (42)$$

En las placas verticales el número crítico de Grasshof (Gr_L) es aproximado a 10^9 , por lo tanto, valores mayores al ya dicho el flujo será turbulento y menores laminar.

2.3.3. Número de Rayleigh

Es el producto de los números de Grasshof y de Prandtl, considerado como la relación entre la difusividad de la cantidad de movimiento y térmica, y las fuerzas causantes por la flotabilidad [87].

$$Ra_L = Gr_L Pr \quad (43)$$

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (44)$$

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu\alpha} \quad (45)$$

2.3.4. Número de Nusselt

Forma adimensional de expresar el coeficiente de transferencia de calor por convección (h), representando la mejora de la tasa de transferencia de calor debido al movimiento del fluido, es decir que tanto aumenta la transferencia de calor a causa de convección en lugar de conducción. [84].

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = C(Gr_L Pr)^n = CRa_L^n \quad (46)$$

2.3.5. Número de Prandtl

Es un número adimensional, que relaciona la difusividad de cantidad de movimiento con la difusividad térmica [84].

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (47)$$

2.3.6. Placas inclinadas

Este caso sucede cuando existe un ángulo entre la superficie vertical y la placa denominado (θ), el cual involucra el cambio de la gravedad (g) por $g \cdot \cos(\theta)$, presentadas a continuación.

$$Gr_L = \frac{g \cos(\theta) \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} \quad (48)$$

$$Ra_L = \frac{g \cos(\theta) \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu \alpha} \quad (49)$$

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (50)$$

2.4. Convección natural y forzada combinada

Es un medio o proceso que cumple ambos tipos de convección, está en función del número de Reynolds (Re_L), el número de Grashof (Gr_L) y el número de Prandtl (Pr).

Dependiendo de la incidencia de la flotabilidad y el estado de la convección al ser forzada, la convección natural alcanza aportar o contrarrestar a la transferencia de calor producida por la convección forzada, presentada de tres diferentes formas:

1. Flujo de apoyo
2. Flujo forzado
3. Flujo transversal

Para determinar el número de Nusselt combinado se sugiere analizar mediante la siguiente fórmula en donde el signo positivo es para flujos transversal o apoyo y el signo negativo para flujos en oposición, el valor del exponente n varía en un intervalo de 3 a 4 dependiendo de la geometría ($n=3$ para superficies verticales) [87].

$$Nu_{combinado} = \left(Nu_{forzada}^n \pm Nu_{natural}^n \right)^n \quad (51)$$

Para el análisis de la razón de transferencia de calor por convección se expresa mediante la siguiente ecuación, donde el coeficiente de transferencia de calor por convección h es bajo cuando el dispositivo funciona a altas temperaturas presente en la convección natural y a bajas temperaturas con un coeficiente (h) alto presente en convección forzada [84].

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s (T_s - T_\infty) \quad (52)$$

2.5. Radiación

El flujo de radiación que incide sobre una superficie es conocido como irradiación G . Al chocar la radiación sobre una superficie suceden tres acontecimientos que describe la naturaleza [87]. La radiación absorbida por la superficie se denomina absorptividad, la radiación reflejada por la superficie se llama reflectividad y la radiación transmitida es la transmitividad, ecuaciones presentes a continuación:

$$\text{Absortividad } \alpha = \frac{\text{Radiacion absorbida}}{\text{Radiacion incidente}} = \frac{G_{abs}}{G} \quad 0 \leq \alpha \leq 1 \quad (53)$$

$$\text{Reflectividad } \rho = \frac{\text{Radiacion reflejada}}{\text{Radiacion incidente}} = \frac{G_{ref}}{G} \quad 0 \leq \rho \leq 1 \quad (54)$$

$$\text{Transmisividad } \tau = \frac{\text{Radiacion transmitida}}{\text{Radiacion incidente}} = \frac{G_{tr}}{G} \quad 0 \leq \tau \leq 1 \quad (55)$$

Ecuaciones en función de la energía de la radiación incidente sobre el área (G), y (G_{abs}), (G_{ref}) y (G_{tr}) son proporciones de la radiación absorbida, reflejada y transmitida respectivamente [88].

Aplicando la primera ley de termodinámica a la radiación incidente, se tendrá la siguiente ecuación.

$$G_{abs} + G_{ref} + G_{tr} = G \quad (56)$$

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (57)$$

Para cuerpos negros la ecuación (57) se reduce a $\alpha=1$, para las superficies opacas $\alpha+\rho=1$ y para la mayoría de los gases $\alpha+\tau=1$.

Aplicando el balance de energía, para calcular la velocidad de transferencia de calor con incidencia de radiación atmosférica y solar se tendrá a partir de la siguiente ecuación [84].

$$\dot{q}_{neta \text{ radiacion}} = \sum E_{absorbida} - \sum E_{emitida} \quad (58)$$

$$\dot{q}_{neta \text{ radiacion}} = E_{solar \text{ absorbida}} + E_{cielo \text{ absorbida}} - E_{emitida} \quad (59)$$

$$\dot{q}_{neta \text{ radiacion}} = \alpha_s G_{solar} + \varepsilon \sigma (T_{cielo}^4 - T_s^4) \quad (60)$$

Asadi et al. [89], indican que el flujo de la energía producido por la radiación del sol, se determina en función de la radiación efectiva y la apertura del colector, expresado en la siguiente ecuación:

$$Q_{Solar} = A_{coll} I_T \quad (61)$$

Duffie et al. [90], investigaron la radiación solar en función del área de la superficie del colector (A_{coll}), la radiación total producido por la incidencia del sol (I_T), radiación solar directa (I_b) y difusa (I_d), considera el posicionamiento del colector mediante el ángulo de inclinación (β) y la reflectancia del suelo (ρ), tomando un valor de 0,2.

$$I_T = I_b R_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho (I_b + I_d) \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (62)$$

Asadi et al. [89], expresaron que el factor de radiación directa representa la relación de la irradiación solar franca sobre la superficie del colector en función de los ángulos de declinación (δ), latitud (ϕ) y posicionamiento del colector (β).

$$R_b = \frac{\sin \delta \sin (\phi - \beta) + \cos \delta \cos \omega \cos (\phi - \beta)}{\sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \omega \cos \phi} \quad (63)$$

Asadi et al. [89], indican que el ángulo de declinación (δ), es consecuencia del movimiento de rotación o traslación, describiendo los movimientos de rotación y traslación. A continuación, se presenta la imagen del ángulo de declinación en función del mes del año.

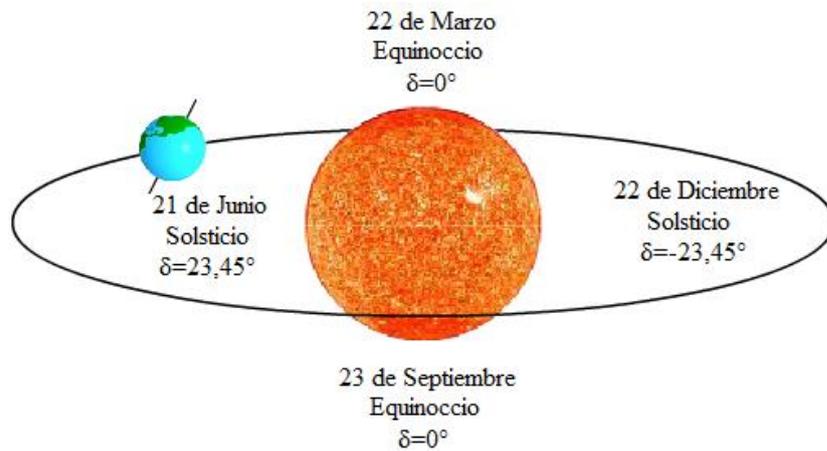


Figura 21. Ángulo de declinación [91].

Según Asadi et al. [89], el ángulo de declinación será 0° en las fechas cuando sucede el equinoccio (22 de marzo y 23 de septiembre), valores positivos durante el verano y valores negativos durante el invierno, a continuación se presenta la ecuación para determinar el ángulo de declinación, donde d indica el número de día ($1 < d < 31$) y el signo dependerá del mes, “positivo” del 23 de marzo al 22 de septiembre y “negativo” del 24 de septiembre al 21 de marzo.

$$\delta = \pm 23.45 \cdot \cos\left(360 \frac{d+10}{365}\right) \quad (64)$$

Según Asadi et al. [89], las radiaciones solares de colectores de placa plana y tubo evacuado, “FPC” y “ETC” respectivamente, se determinan a partir de la ecuación (65) debido al uso de radiaciones directas y difusas.

El colector parabólico compuesto se utiliza únicamente cuando se emplea radiación directa con relación de contenido mayor que 10 y radiación difusa de contenido menor que 5. La radiación de una superficie inclinada de un colector de placa plana se determina mediante la siguiente ecuación [89].

$$I_{CPC} = I_{FPC,ETC} - \left(1 - \frac{1}{C_R}\right) \cdot I_d \quad (65)$$

Asadi et al. [89], analizan la proporción de concentración (C_R) y representa la relación entre la radiación incidente (A_i) y la radiación solar utilizada en el colector (A_a). Existen tres tipos de concentraciones, concentración baja $2 \leq C_R \leq 10$, concentración media $10 \leq C_R \leq 100$ y concentración alta $C_R > 100$ [92].

$$C_R = \frac{A_i}{A_a} \quad (66)$$

El flujo de energía aprovechada por el colector se puede definir mediante la siguiente ecuación, donde (\dot{m}_{coll}) es el flujo másico del fluido en el colector, (T_{out}) y (T_{int}) son las temperaturas de salida y entrada del fluido respectivamente y (C_p) la capacidad calorífica del fluido [89].

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{coll} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (67)$$

La eficiencia térmica del colector se define mediante la siguiente ecuación, en base a las especificaciones de la ecuación (67).

$$\eta_{coll} = 0.75 - 5 \left(\frac{T_{in} - T_{amb}}{I_{FPC}} \right) \quad (68)$$

Según Duffie et al. [90], una medida del rendimiento del colector es la eficiencia de recolección, definida como la relación de la ganancia útil (\dot{Q}_u), la radiación total producido por la incidencia del sol (I_T) y el are del colector (A_c) durante un período de tiempo especificado para la energía solar incidente sobre el mismo periodo de tiempo.

$$n = \frac{\int \dot{Q}_u dt}{A_c \int G_T dt} \quad (69)$$

Si las condiciones son constantes durante un período, la eficiencia se reduce a:

$$\eta = \frac{Q_u}{I_T A_c} \quad (70)$$

Según Asadi et al. [89], para evaluar el desempeño del enfriador, el COP de la ACS (Componentes del sistema de refrigeración por absorción) se calcula de la siguiente manera:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_p} \quad (71)$$

La ganancia de energía útil (Q_u) de un colector sin esmaltar, se expresa mediante las siguientes ecuaciones, donde (A_c) es el área del colector, (I_T) es la radiación total del colector de placa plana, (U_L) el coeficiente general de pérdida de calor [93], (T_p) y (T_a) temperaturas de la placa y del ambiente respectivamente [93], (α) absorción de la superficie del colector para la irradiación solar y (F_η) el factor de eficiencia del colector.

$$Q_u = A_c [\alpha I_T + U_L (T_a - T_p)] \quad (72)$$

$$Q_u = F_\eta' A_c [\alpha I_T + U_L (T_a - T_{fm})] \quad (73)$$

Kuang et al. [94], indican que el coeficiente de pérdida del colector U_{LC} , depende de la convección y radiación como coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación respectivamente, (u_w) velocidad del viento, (ε) emisión hemisférica y (σ) constante de Stefan Boltzman.

$$U_{Lc} = h_c + h_r \quad (74)$$

$$h_c = 2.8 + 3.0u_w \quad (75)$$

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_p^2 + T_a^2) (T_p + T_a) \quad (76)$$

Kalogirou [70], manifiesta la siguiente ecuación, donde (ε') energía específica o energía existente por peso del fluido en una sección de canal, (σ) constante de Stefan Boltzman, (T_i) temperatura de entrada, temperatura ambiente (T_a).

$$h_r = \varepsilon' \sigma (T_i + T_a) (T_i^2 + T_a^2) \quad (77)$$

Utilizando el modelo de Hottel Whilliar Bliss el factor de eficiencia (F'), se puede definir mediante la siguiente ecuación, donde (U_L) es el coeficiente general de pérdida de calor del colector, (D) diámetro del tubo del colector, (W) espaciamiento de los tubos colectores, (C_b) conductancia de bonos y la variable (F) descrita en la ecuación (78).

$$F_\eta' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[\frac{1}{U_L [D + (W - D) F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]} \quad (78)$$

$$F = \frac{\tanh\left[\frac{m(W-D)}{2}\right]}{\frac{m(W-D)}{2}} \quad (79)$$

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k_m \delta_m}} \quad (80)$$

Mediante la correlación de Chaturvedi se obtiene el coeficiente de transferencia de calor interno (h_{fi}) de los flujos bifásicos expresado en la siguiente ecuación.

$$h_{fi} = \frac{0.0082k_l}{D_i} \left(\frac{\text{Re}_{Di}^2 J \Delta x h_{fg}}{L} \right)^{0.40} \quad (81)$$

La temperatura media del fluido en el tubo colector (T_{fm}), se puede calcular la temperatura del evaporador (T_e) mediante la siguiente ecuación donde (α) es el coeficiente de absorción.

$$T_e = \frac{1}{F'} \left[T_p - (1-F') \left(\frac{\alpha I_T}{U_L} + T_a \right) \right] \quad (82)$$

Kuang et al. [94], manifestaron que la eficiencia del colector es definida mediante el flujo de calor aprovechado sobre el producto del área superficial de la placa por la radiación total.

$$\eta_{coll} = \frac{Q_u}{A_c I_T} \quad (83)$$

Morrison & Gilliaert [93], manifiestan la eficiencia del colector mediante la siguientes tres fórmulas, donde GL representa la radiación relativa de onda larga (radiación infrarroja), α absorción de la superficie del colector para la irradiación solar, (t_i) temperatura a la entrada del colector, ε emisión de la superficie del colector para onda térmica larga.

$$\eta = \frac{mC_f (t_e - t_i)}{A \left(Gm + \frac{\varepsilon}{\alpha} G_L \right)} \quad (84)$$

$$\eta = \frac{Q_u}{A \left(G + \frac{\varepsilon}{\alpha} G_L \right)} \quad (85)$$

$$\eta = F_R \alpha - F_R U_L \frac{(t_i - t_a)}{G_n} \quad (86)$$

La ganancia de energía en el evaporador solar también se puede expresar en términos del cambio de entalpía del refrigerante de la entrada a la salida del evaporador y se representa como (Q_e), donde \dot{m}_r es el flujo másico del refrigerante, h es la entalpía, V_d es el volumen en función del diámetro de la tubería del condensador, η_v eficiencia volumétrica, C es el aclaramiento volumétrico y el termino i es el número de orificios del compresor.

$$Q_e = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (87)$$

$$\dot{m}_r = \frac{V_d \eta_v}{v_1} \quad (88)$$

$$V_d = i \frac{\pi D_b^2 S N}{(4)(60)} \quad (89)$$

$$\eta_v = 1 + C - C \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (90)$$

Suponiendo la compresión del vapor del refrigerante como un proceso politrópico (transferencia de energía en el medio interno y externo al mismo tiempo), el trabajo de compresión se puede calcular finalmente como se indica en las ecuaciones (91) y (92):

$$W_c = \dot{m}_r \frac{P_1 v_1 n}{\eta_v (n-1)} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (91)$$

$$W_c = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (92)$$

Mediante un balance de energía en el depósito de agua caliente del condensador no estratificado, se puede partir de la siguiente ecuación para determinar el calor del compresor.

$$M_w C_{pw} \frac{dT_w}{d\tau} = Q_c - U_L A_t (T_w - T_r) \quad (93)$$

$$Q_c = A_{co} U_{co} (T_c - T_w) \quad (94)$$

Donde (U_{co}) representa la transferencia de calor general del condensador, como se indica a continuación.

$$U_{co} = \frac{1}{\frac{A_{co}}{h_{co} A_{ci}} + \frac{\delta_m A_{co}}{k_m A_{cm}} + \frac{1}{h_w}} \quad (95)$$

Si se desprecia la resistencia térmica en la tubería metálica con espesor de 53 [mm], (U_{co}) puede expresarse mediante la siguiente ecuación.

$$U_{co} = \frac{1}{B \frac{h_w}{h_{co}}} \quad (96)$$

El coeficiente de transferencia de calor del refrigerante dentro de los tubos horizontales (h_{co}), durante el proceso de condensación, para el flujo anular de bifásico se puede estimar con la siguiente ecuación.

$$h_{co} = 0.0265 \frac{k_l}{d_i} \left(\frac{G r d_i}{\mu_1} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pr} \mu_1}{k_1} \right)^{0.3} \quad (97)$$

El coeficiente de transferencia de calor del fluido del líquido (h_w) está dado por:

$$h_w = 0.5 \frac{k_w}{d_o} \left(\frac{g \beta_w \Delta t d_o^3 \rho_w^2 C_{pw}}{\mu_w k_w} \right)^{0.25} \quad (98)$$

El flujo de calor del compresor viene determinado mediante la siguiente ecuación.

$$Q_c = Q_e + W_c \quad (99)$$

El COP de la bomba de calor está definido por la siguiente ecuación.

$$COP = \frac{Q_c}{W_c} = \frac{\text{Energía térmica rechazada por el condensador}}{\text{Entrada de trabajo de compresor}} \quad (100)$$

2.6. Cálculo del área de transferencia de calor

Para calcular del área de la tubería que transferirá calor; en el mercado se presenta una amplia gama de diámetros de tubería desde 6.35 hasta 104.775 [mm] (1/4 hasta 4 1/8 [in] respectivamente); no obstante, para el diseño del prototipo se considerará el uso de tuberías de 7.9375 y 6.35 [mm] de 5/16 y 1/4 in respectivamente.

$$\phi_e = \frac{5 \text{ in}}{16} = \frac{1 \text{ m}}{39.3701 \text{ in}} = 0.007937 \text{ m}$$

$$\phi_c = \frac{1 \text{ in}}{4} = \frac{1 \text{ m}}{39.3701 \text{ in}} = 0.00635 \text{ m}$$

2.6.1. Tubería de $\phi=5/16$ in

$$A = 2\pi rL = \phi\pi L$$

$$A = (0.007937 \text{ m})(2 \text{ m})\pi$$

$$A = 0.049873 \text{ m}^2$$

2.6.2. Tubería de $\phi = 1/4$ in

$$L = \frac{A}{\phi\pi}$$

$$L = \frac{0.049873 \text{ m}^2}{(0.00635 \text{ m})\pi}$$

$$L = 2.49986 \text{ m}$$

2.7. Cálculo de espiras del condensador

Para el diseño del condensador, el diámetro de las espiras se construirá de diez centímetros, teniendo en cuenta que el condensador será del 5 al 15 % mayor que el evaporador por pérdidas, debido que el condensador expulsa calor y el evaporador absorbe calor.

$$S = \phi\pi$$

$$S = (0.1 \text{ m})\pi$$

$$S = 0.314159 \text{ m}$$

$$\begin{cases} \phi = 5/16 \text{ in} & 2 \text{ m} = 6.3661 = 7 \text{ Vueltas} \\ \phi = 1/4 \text{ in} & 2.5 \text{ m} = 7.9577 = 8 \text{ Vueltas} \end{cases}$$

$$\phi_{\text{Nominal}} = \frac{1}{4} \text{ in} \begin{cases} \phi_{\text{Exterior}} = 9,52 \text{ mm} \\ \text{Espesor} = 0,89 \text{ mm} \\ \text{Peso} = 0,216 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \end{cases}$$

2.8. Diseño de la longitud del evaporador

Por diseño la placa es de dos metros para poder comparar con el colector de la bomba de calor asistida por energía solar utilizada para el calentamiento de agua con una capacidad de 60 l/día realizada por Simbaña et al. [50].

El diámetro de la tubería a utilizar será de 1,5875 [mm], con espesor mínimo de 1,5 mm (el espesor vario en proporción al diámetro). La soldadura entre la tubería y placa de cobre deberá ser autógena, evitando el uso de aporte de estaño (Sb) porque es

inestable y volátil, en consecuencia, deberá ser la soldadura con varillas de plata al 45 % (45 % de Ag y 55 % de Cu), mientras mayor sea el porcentaje de plata menor será el punto de fusión de la varilla.

2.9. Descripción del compresor

Compresor ideal para aplicaciones de baja, media y alta presión, capacidad máxima de 0,3 [kg] de refrigerante, alimentación a voltaje directo continuo (mínimo 12 y máximo 24 V) a través de una batería de descarga total; mediante una resistencia eléctrica permite variar la velocidad del compresor [95].

2.10. Cantidad de refrigerante a introducir al equipo

Existen ciertos dispositivos que tienen en su placa varias características, en cuanto a la cantidad de refrigerante depende de elementos como: longitud de las tuberías, el tamaño del evaporador, entre otros. Por otro lado, hay un procedimiento establecido, el mismo, que se fundamenta en que algunos recipientes contienen un refrigerante que no debe llenarse más allá del 80 % de su volumen, sin embargo, el líquido no puede precipitarse más allá de dicho nivel [96].

Volumen del recipiente de líquido del refrigerante R-134a con placa característica

$$P = (1.2)(0.8 V) \quad (101)$$

Donde (1.2) es el valor del peso específico del refrigerante R-134a, (V) es el volumen en litros y (P) representa el peso del refrigerante.

Volumen del recipiente de líquido R-134a sin placa característica.

$$V = 0.25\pi D^2 L \quad (102)$$

Donde (D) representa el diámetro y (L) la longitud.

2.10.1. Método de entrada de refrigerantes

Varios parámetros físicos pueden estar regulados, como temperatura, presión o tasa de flujo de líquido [97]. Los métodos de control de la capacidad de refrigeración son las siguientes:

- a) Ciclo de encendido-apagado de los compresores
- b) Carga o descarga de cilindros para compresores recíprocos
- c) Control de velocidad del compresor

Una vez determinada la cantidad de refrigerante, es necesario tener en cuenta que el procedimiento a utilizarse en la instalación, en este caso, el refrigerante R134a puede ser cargado en estado gaseoso o líquido, dado el caso que se encuentre en estado líquido, se cargará por el lado de la alta presión del sistema, y cuando la carga este en estado gaseoso, se realizará por el lado de baja presión del mismo mientras que el funcionamiento del compresor continúe de manera adecuada [98].

2.10.1.1. Carga en fase líquida por el sector de alta presión

El proceso de carga consiste en introducir el refrigerante directamente desde la bombona hasta el recipiente de líquido de la instalación, al aplicar este procedimiento de efectuar la carga en muy poco tiempo se presenta como el aprovechar el vacío reinante en la instalación [99].

2.10.1.2. Carga en fase vapor por el sector de baja presión

La carga en fase vapor por el sector de baja presión inicia con un procedimiento al introducir el refrigerante, el cual deberá manejarse durante la operación de carga, al principio puede resultar muy lento debido a que la aspiración del compresor es muy baja por la presión de la botella de carga, lo que impide la salida del refrigerante.

Para evitar que suceda, se debe calentar la botella para que alcance la temperatura ambiente o resistencias adecuadas [96].

2.11. Proceso de expansión, vaporización, compresión y condensación

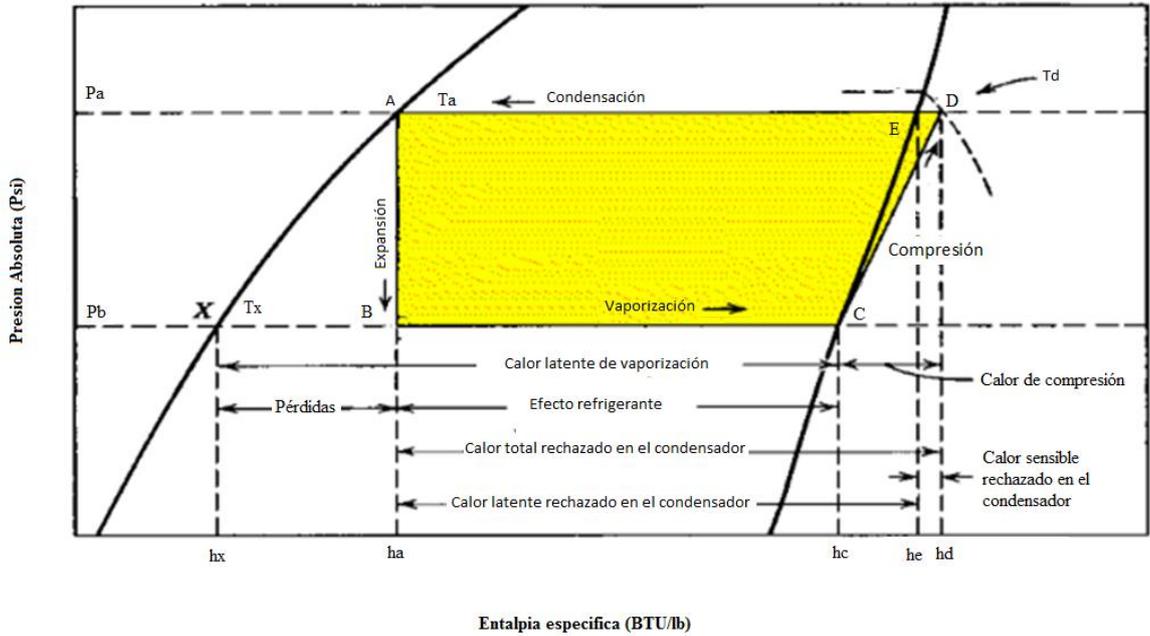


Figura 22. Diagrama Presión vs Entalpia [100].

A continuación, se presentan las variables del ciclo saturado simple por cada libra de masa.

2.11.1. Efecto refrigerante

Es el líquido restante que sobra luego del proceso de evaporación al atravesar la válvula de control de flujo, significando la cantidad de calor que puede absorber para vaporizarse.

$$q_1 = h_c - h_a \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad h_a = h_b \quad (103)$$

2.11.2. Pérdida de efecto refrigerante

Sucede cuando menos subenfriado entra del líquido refrigerante a la válvula de control, menor será así su efecto refrigerante útil [101].

$$e_r = h_a - h_x \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (104)$$

2.11.3. Calor de compresión

Es el efecto ocasionado por la calefacción del compresor en la conversión de la energía mecánica a energía calorífica [102].

$$q_2 = h_d - h_c \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (105)$$

2.11.4. Trabajo mecánico de compresión

Es el desarrollo de la fuerza actuante a través de una distancia, producida por el compresor, sobre el medio de trabajo [103].

$$w = 778(h_d - h_c) \quad (106)$$

2.11.5. Expansión volumétrica del compresor en función del refrigerante

Es el cambio latente que sufre las superficies del compresor, provocando el aumento de volumen por acción de la incidencia de la temperatura del refrigerante [104], matemáticamente expresado en la siguiente ecuación:

$$\Delta V = \beta V_o (T_f - T_i) \quad (107)$$

Donde (ΔV) es la expansión volumétrica, (β) Coeficiente de expansión volumétrica, (V_o) Volumen inicial, (T_f) Temperatura final y (T_i) Temperatura inicial.

En la Tabla 4 se presentan algunos valores del coeficiente de expansión térmica.

Tabla 4. Coeficientes de expansión volumétrica [105].

Material	Coeficiente [°C ⁻¹]
Acero AISI 1020	11,7
Acero AISI 1040	11,3
Acero AISI 4140	11,2
Acero estructural	11,7
Hierro fundido gris	10,8
Acero inoxidable AISI 301	16,9
Acero inoxidable AISI 430	10,4
Acero inoxidable AISI 501	11,2
Aleación de aluminio 2014	23
Aleación de aluminio 6061	23,4
Aleación de aluminio 7075	23,2
Latón C36000	20,5
Bronce C22000	18,4
Cobre C14500	17,8
Magnesio AST AZ63A-T6	25,2
Titanio Ti-6Al-4V	9,5
Vidrio cilindrado	9
Madera (pino)	5,4
Concreto	10,8

2.11.6. Calor evacuado por el condensador

Es el calor rechazado, en consecuencia de la producción del calor del compresor y el absorbido por el mismo [106].

$$q_3 = h_d - h_a = q_1 + q_2 \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (108)$$

La variable del ciclo saturado simple por minuto de tonelada puede ser expresada por $[1 \text{ Ton de refrigeración} = 12000 J \cdot h^{-1}]$.

2.11.7. Masa del refrigerante

Representa la cantidad de materia de agente refrigerante en el sistema a operar [107].

$$m = \frac{200}{q_1} \left[kg \cdot s^{-1} \cdot ton^{-1} \right] \quad (109)$$

2.11.8. Caudal del refrigerante

Representa la cantidad de fluido refrigerante que circula a través de las tuberías del sistema [108].

$$cfm = m \cdot v \left[m^3 \cdot s^{-1} \cdot ton^{-1} \right] \quad (110)$$

- v es el volumen específico en el punto “C” del ciclo de refrigeración en el diagrama P vs h .

2.11.9. Calor evacuado en el condensador

Es el calor producido por el gas caliente ocasionado por la pérdida de calor, conducido por las paredes del condensador [109].

$$Q_3 = m \cdot q_3 \left[J \cdot s^{-1} \cdot ton^{-1} \right] \quad (111)$$

2.11.10. Calor de compresión expresado en toneladas

Es el efecto ocasionado por la calefacción del compresor en la conversión de la energía mecánica a energía calorífica por unidad de masa [102].

$$Q_2 = m \cdot q_2 \left[J \cdot s^{-1} \cdot ton^{-1} \right] \quad (112)$$

2.11.11. Trabajo mecánico expresado en toneladas

Es el desarrollo de la fuerza actuante a través de una distancia, producida por el compresor, sobre el medio de trabajo por unidad de masa [103].

$$W = m \cdot w \quad (113)$$

2.11.12. Potencia teórica

Es el producto del caudal másico del fluido por la diferencia entre la entalpía másica del vapor aspirado y la entalpía másica del fluido, proceso ejecutado en el compresor [110].

$$P = m \frac{(h_d - h_c)}{42,42} \quad (114)$$

2.11.13. Coeficiente de operación del ciclo teórico

Es la relación máxima de comparación de los ciclos reales.

$$COP = \frac{q_1}{q_2} \quad (115)$$

2.12. Compresores de pistón

2.12.1. Desplazamiento del compresor

Es el completo barrido del cilindro efectuado por el pistón en un intervalo específico de tiempo [111].

$$V_p = \frac{(0,7854\phi^2)(L)(N)(n)}{1728} \quad (116)$$

Siendo:

- V_p : Desplazamiento del compresor [$m^3 \cdot s^{-1}$]
- ϕ : Diámetro del cilindro [m]
- L : longitud de la carrera [m]
- N : Revoluciones del cigüeñal [rpm]
- n : Número de cilindros

2.12.2. Eficiencia volumétrica

Es la relación entre volumen del vapor proveniente de la tubería de succión y el desplazamiento del compresor [112], presentando dependencia en los siguientes factores:

1. La cantidad de volumen muerto del compresor
2. El estrangulamiento
3. El calentamiento del gas en el cilindro
4. Fugas por los rines de pistón

$$E_v = \frac{V_a}{V_p}(100) \quad (117)$$

Siendo:

- E_v : Eficiencia volumétrica
- V_a : Volumen real del vapor succionado y comprimido
- V_p : Desplazamiento del pistón del compresor

2.12.3. Relación de compresión

Es la efectividad que se puede alcanzar al llenar el cilindro; mientras mayor sea la relación de compresión, la eficiencia volumétrica disminuirá [112].

$$R = \frac{\text{Presión absoluta en la línea de descarga}}{\text{Presión absoluta en la línea de succión}} \quad (118)$$

2.13. Diferencia de temperatura media logarítmica del evaporador

Es el análisis entre las temperaturas de dos fluidos; el fluido frío y fluido caliente, que sirve para establecer el progreso de la transferencia de calor en el sistema. A continuación, se presenta el LMTD calculado en el primer ensayo hecho con la máquina a las nueve de la mañana y tomando datos cada 5 min, en posición horizontal,

donde (T_{12}) representa la temperatura del refrigerante antes de iniciar al evaporador, (T_{11}) representa la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador y (T_{17}) la temperatura ambiente.

Tabla 5. Diferencia de temperatura media logarítmica.

T_{12} [°C]	T_{11} [°C]	T_{17} [°C]	LMTD [°C]
15,8	7,6	19,2	6,7
16,3	7,3	19,6	6,8
16,2	6,9	19,8	7,3
14,6	7,5	20,2	8,7
17	8,5	20,3	6,7
18,2	8,5	20,3	5,6
16,2	8,3	20,1	7,1
17,5	9,6	20	5,5
18	10,1	20	4,9
12,8	10,4	20,3	8,6
13,6	11,6	20,4	7,8
14,8	11,5	20,8	7,5
18,9	12,5	21,1	4,7
11,6	11,4	21,3	9,8
14,6	14,9	21,4	6,6
15,5	15,1	21,5	6,2

2.13.1. Capacidad de los evaporadores

Es el análisis del proceso térmico, causado por el paso del calor a través de las paredes proveniente del ambiente exterior, hacia el refrigerante en su interior [113].

$$Q = (A)(U)(D_{\log}) \quad (119)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{R}{fi} + \frac{L}{K} + \frac{1}{fo} \quad (120)$$

Siendo:

- Q : Cantidad de calor transferido [$J \cdot s^{-1}$]
- U : Factor total de conductancia [$J \cdot s^{-1} \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$]

- D_{log} : Diferencia de temperatura media logarítmica [$^{\circ}C$]
- f_i : Factor de conductancia de la película de la superficie interior
 $[J \cdot s^{-1} \cdot m^{-2} \cdot ^{\circ}C^{-1}]$
- $\frac{L}{K}$: Resistencia al flujo de calor ofrecido por el metal de la tubería y las aletas
- f_o : Factor de conductancia de la película de la superficie externa
 $[J \cdot s^{-1} \cdot m^{-2} \cdot ^{\circ}C^{-1}]$
- R : Relación de superficie externa a superficie interna

2.13.2. Temperatura media aritmética

Es la relación de promedios estadísticos obtenido de la temperatura del aire que entra y sale al serpentín y la temperatura del refrigerante en la tubería.

$$D = \frac{(T_e - T_r) + (T_l - T_r)}{2} \quad (121)$$

Siendo:

- D : Temperatura media aritmética
- T_e : Temperatura del aire que llega al serpentín
- T_l : Temperatura del aire que sale del serpentín
- T_r : Temperatura del refrigerante en la tubería

2.13.3. Diferencia de temperatura media logarítmica

Es la relación de promedios estadísticos obtenido de la temperatura del aire que entra y sale al serpentín y la temperatura del refrigerante en la tubería, considerando la caída de presión.

$$D_{log} = \frac{(T_e - T_r) + (T_l - T_r)}{\ln \frac{(T_e - T_r)}{(T_l - T_r)}} \quad (122)$$

2.13.4. Flujo en los evaporadores en base a la diferencia de temperatura

La capacidad de los evaporadores varía directamente con la diferencia de temperatura (T_D), esto quiere decir que si un evaporador tiene una determinada capacidad a $-17,22$ [$^{\circ}\text{C}$] de T_D , tendrá diez veces dicha capacidad si la T_D se aumenta a $-12,22$ [$^{\circ}\text{C}$]. Mientras menor sea la diferencia de temperatura entre el evaporador y el ambiente, mayor será la humedad relativa [112].

$$Q = k \cdot T_D \quad (123)$$

$$Q = k(T_e - T_r) \quad (124)$$

Siendo:

Q : Flujo de calor

T_D : Diferencia de temperatura

2.14. Condensador

2.14.1. Carga del condensador

Es el flujo de calor que incluye el calor absorbido en el evaporador y el calor equivalente del trabajo de compresión.

$$Q_{\text{Condensador}} = Q_{\text{Evaporador}} + Q_{\text{Compresion}} \quad (125)$$

2.14.2. Capacidad del Condensador

Se define como el producto de la diferencia de temperatura entre el ambiente y el agente refrigerante sea esta agua o gas, el área del condensador y el coeficiente total de transferencia de calor del material.

$$Q = A \cdot U \cdot D_{\log} \quad (126)$$

Siendo

- Q : Capacidad del condensador $[J \cdot s^{-1}]$
- A : Área del condensador $[m^2]$
- U : Coeficiente total de transferencia de calor $[J \cdot s^{-1} \cdot ton^{-1}]$
- D_{log} : Diferencia de temperatura media logarítmica entre el refrigerante y el medio condensante $[^{\circ}C]$

2.15. Costo de Calentamiento de cada m^3

La Empresa Eléctrica de Quito [114] nos proporciona los siguientes datos del pliego tarifario residencial vigente de enero del 2016, que se presentan en la Tabla 6.

Tabla 6. Pliego Tarifario de enero 2016.

Categoría	Rango de consumo ($kW \cdot h$)	Cargos tarifarios (USD)	Detalle
F1	Residencial		Estos valores son aplicados a los consumidores F1 (tarifa residencial) Por cada $kW \cdot h$ de consumo en el mes.
	0-50	0,0784	
	51-100	0,0814	
	101-150	0,0834	Por cada 50 $kW \cdot h$ de consumo
	151-200	0,0904	
	201-250	0,0974	
	251-500	0,0994	Por cada 250 $kW \cdot h$ de consumo
	501-700	0,1285	Por cada 200 $kW \cdot h$ de consumo
	701-1000	0,1450	Por cada 300 $kW \cdot h$ de consumo
	1001-1500	0,1709	Por cada 500 $kW \cdot h$ de consumo
	1501-2500	0,2752	Por cada 1000 $kW \cdot h$ de consumo
	2501-3500	0,4360	
	3501 >	0,6812	Por cada 2000 $kW \cdot h$ de consumo

El consumo mensual de energía eléctrica según el Instituto Nacional de Censos y Estadísticas del Ecuador (INEC) [115] en las zonas urbanas alcanza un valor máximo de 155 [kW·h] como se puede ver en la Figura 23.

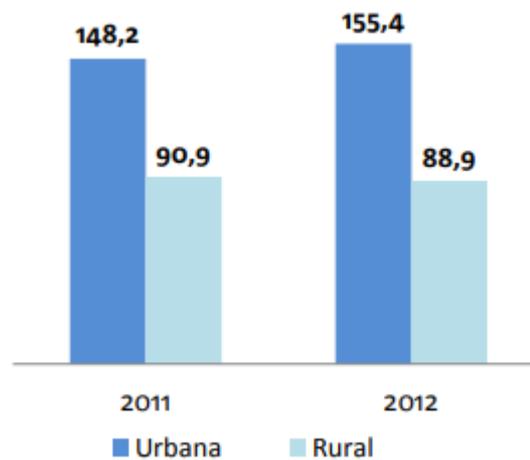


Figura 23. Consumo de energía [kW·h] por áreas [115].

Al verificar el promedio mensual que consume un hogar de categoría F1 en el área urbana se encuentra en el rango de 151 a 200 [kW·h], por lo tanto, se asume que 1 [kW·h] tiene un costo de USD 0,0904.

De igual manera, según el (INEC) [115] el tiempo utilizado diariamente para bañarse de los hogares ecuatorianos comprende el 51 % con un tiempo de 20 minutos para cada miembro.

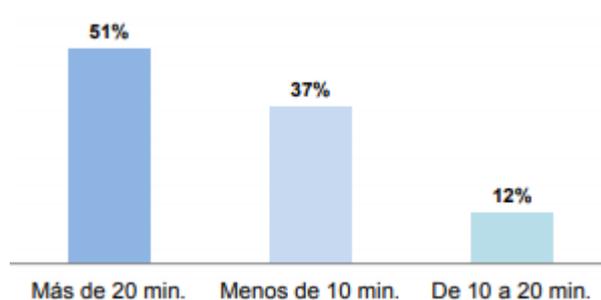


Figura 24. Tiempo de baño diario [115].

El funcionamiento de una ducha eléctrica es de 5,5 [kW]. Para la ciudad de Quito, el costo por usar una ducha eléctrica por 20 minutos al día es:

$$5,5 \text{ kW} \cdot 20 \text{ min} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \cdot 0,0904 \frac{\text{USD}}{\text{kW}\cdot\text{h}} = 0,17 \text{ [USD]}$$

Tomando en cuenta, los valores de la planilla de consumo al mes son de *USD*13,10 , costo de comercialización de *USD* 1,40 , alumbrado público 2,43, tributo cuerpo de bomberos de *USD* 1,88 y la tasa de recolección de basura de *USD* 7,38. Se llega a una conclusión, el funcionamiento de la ducha eléctrica es de 5,5[kW] por un tiempo de 20 minutos generando un gasto total de *USD* 18,20 al mes.

2.15.1. Análisis Comparativo de Costos

Tabla 7. Análisis Comparativo de Costos.

Forma de calentamiento	Costo m ³ [<i>USD</i>]	Costo mensual [<i>USD</i>]
Ducha eléctrica	0,90	18,20
Bomba de calor asistida por energía solar	0	0

2.15.2. Estudio Ambiental

En el estudio ambiental, su producción se basa en el consumo de recursos no renovables (combustibles fósiles) y el uso de fuentes renovables y energía nuclear, a nivel mundial existe un porcentaje de las emisiones de CO₂ ocasionadas por la electricidad y generación de calor alcanza el 41 % [116]. En el Ecuador, las emisiones de CO₂ durante el período del 2001 al 2014, los resultados varían entre 241,0 y 397,5 g CO₂ [kW·h⁻¹].

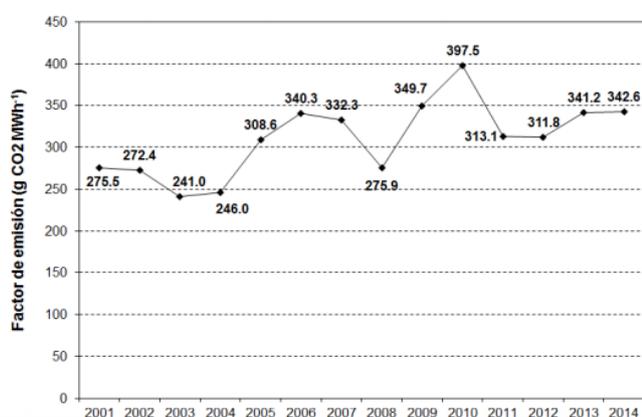


Figura 25. Factor de emisión de CO₂ [gkW·h⁻¹] generación de electricidad en el período 2001-2014.

Para los equipos de laboratorio existe un valor de consumo de 2,33 [kW·h] al mes, descrito a continuación:

$$2,33 \text{ kW}\cdot\text{h} \frac{0.34326 \text{ kgCO}_2}{1\text{ kW}\cdot\text{h}} \cdot 12 \text{ meses} = 9.5975 \text{ kgCO}_2$$

Tomando en cuenta que una ducha eléctrica consume 55 [kW·h] mensualmente se genera una producción anual de CO₂ obteniendo los siguientes resultados:

$$55 \text{ kW}\cdot\text{h} \frac{0.34326 \text{ kgCO}_2}{1\text{ kW}\cdot\text{h}} \cdot 12 \text{ meses} = 226,552 \text{ kgCO}_2$$

Todos estos valores de CO₂ pueden dejar de ser emitidos mediante la implementación de nuevos proyectos de energía renovable, así como el sistema DX-SAHP.

2.15.3. Costo de Mantenimiento

Luego de haber sido instalada la máquina, para evitar arreglos cuando se presenten fallos, se programa un mantenimiento preventivo; previsto para ser realizado en periodos mensuales, con un costo de USD 300,00, procesos que abarcan como:

- Limpieza
- Evacuado y cambio de gas refrigerante
- Inspección de uniones y tubería para evitar la corrosión
- Evaluación y calibración de sensores
- Reemplazo de cinta adhesiva y aislante
- Mano de obra
- Ajuste en estado operacional

2.15.4. Análisis financiero del proyecto

La rentabilidad del proyecto considera el costo de inversión en la construcción, de igual forma la correlación entre el costo y beneficio.

Involucrando la situación económica del país, en la Tabla 8 se presenta la tasa de inflación del Ecuador (influencia económica, ocasionada por el desequilibrio entre la oferta y demanda) durante los diez últimos años [117].

Tabla 8. Inflación en el *Ecuador* [117].

Año	Inflación
2007	4,78
2008	8,83
2009	4,31
2010	6,13
2011	5,41
2012	7,03
2013	5,09
2014	4,98
2015	7,31
2016	4,89

2.15.5. Ahorro económico

A través del uso de la máquina descrita en la tesis se presenta el alcance para calentamiento de agua en el uso doméstico, el cual sustituye el costo del gas licuado de petróleo (GLP) y se considerará el costo de mantenimiento.

Tabla 9. Ahorro económico [117].

Año	Inflación anual	Ahorro (Eq. Lab.) [USD]	Ahorro (C. Elec.) [USD]	Ahorro (GLP) [USD]	Ahorro anual [USD]	Gastos [USD]	Flujo neto [USD]
1	4,78	3,18	18,22	66,05	1099,56	11497,95	-10398,39
2	8,83	3,18	18,22	66,05	1142,06	340	802,06
3	4,31	3,18	18,22	66,05	1094,63	340	754,63
4	6,13	3,18	18,22	66,05	1113,73	340	773,73
5	5,41	3,18	18,22	66,05	1106,17	340	766,17
6	7,03	3,18	18,22	66,05	1123,17	340	783,17
7	5,09	3,18	18,22	66,05	1102,81	340	762,81
8	4,98	3,18	18,22	66,05	1101,66	340	761,66
9	7,31	3,18	18,22	66,05	1126,11	340	786,11
10	4,89	3,18	18,22	66,05	1100,72	340	760,72

2.15.6. Cálculo del valor actual neto (V.A.N.)

Este método de valoración del valor actual neto considera el valor del dinero a través del tiempo, con lo cual se obtiene la rentabilidad exigida, a su vez obteniendo resultados para tener una mayor ganancia [118] .

$$VAN = -I_0 + \sum_{x=0}^Z \frac{FNE_x}{(1+in)^x} \quad (127)$$

Donde:

FNE: Flujo neto efectivo

in: Tasa de interés exigido a la inversión

I₀: Inversión inicial

x: Periodos

Z: Número de periodos

Como se puede observar en la Tabla 10 los valores de flujo neto y flujo activo respectivamente.

Tabla 10. Cálculo del V.A.N.

Año	Flujo Neto [USD]	Flujo Activo [USD]
1	-10398,39	-7606,293
2	802,06202	-3899,953
3	754,62914	-370,105
4	773,72822	2991,6548
5	766,17254	6193,3308
6	783,17282	9242,546
7	762,81446	12146,56
8	761,66012	14912,289
9	786,11114	17546,315
10	760,71566	20054,912

Con valores de V.A.N. mayor a 0, indica que el proyecto genera beneficios en el período establecido.

2.15.7. Cálculo de la tasa interna de retorno (T.I.R.)

La tasa interna de retorno que ofrece una inversión está definida como la tasa de interés del valor actual neto de una inversión llegando a ser igual a cero [119].

$$VAN = 0 = \sum_{x=0}^Z \frac{FNE_x}{(1+TIR)^x} - I_0 \quad (128)$$

Tabla 11. Cálculo de T.I.R.

Año	Flujo	Flujo
	Neto	Activo
	[USD]	[USD]
1	-10398,39	-7598,12
2	802,06	-4148,06
3	754,63	-547,70
4	773,73	2673,15
5	766,17	5813,05
6	783,17	8531,31
7	762,81	11417,96
8	761,66	14187,90
9	786,11	16353,42
10	760,72	18888,45

2.15.8. Recuperación de la inversión

Se determina mediante la suma acumulada de los flujos generados [118], el periodo de recuperación es el tiempo en años que se tarda la recuperación de la inversión, como se realiza en la siguiente ecuación [50].

$$PR = NA + \frac{|FA|}{F_{A+1}} \quad (129)$$

Donde:

PR: Periodo de recuperación; [años]

NA: Número de años presentes en el flujo negativo; [años]

FA: Flujo acumulado de NA; [USD]

F_{A+1}: Flujo acumulado siguiente a NA; [USD]

$$PR = 3 + \frac{|-547,70|}{2673,15}$$

$$PR = 3,2 \text{ años}$$

$$\begin{array}{r} 1 \text{ año} \quad 12 \text{ meses} \\ 0,2 \text{ años} \quad x \end{array}$$

$$x = 2,4 \text{ meses}$$

Como conclusión se obtiene que el tiempo de recuperación a la inversión será de 3 años y 2 meses.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo, se presentan las pruebas de funcionamiento con el equipo. En primera instancia, se utilizó el refrigerante R134a, y se determinó que el refrigerante R134a posee un alto GWP de 1300 y ODP de 0. Para su posterior sustitución con el R600a, ya que este último posee un GWP de 3 y ODP de 0. Se enfatiza en las figuras de la temperatura del agua, presión de trabajo del compresor y el flujo másico, con las cuales se va a realizar un análisis comparativo. Los resultados obtenidos con el R600a van a demostrar el funcionamiento adecuado del equipo bajo diferentes condiciones horarias y climáticas en base a los valores calculados de COP.

3.1 Información técnica de la bomba de calor

La bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar consta de una válvula de expansión electrónica, compresor de velocidad variable, colector evaporador de placa plana, refrigerante R600a. Las descripciones se dan a continuación de cada uno de los elementos mencionados.

Tabla 12. Datos técnicos de la bomba de calor.

SISTEMA	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN
	Sistema: Tipo pistón	Velocidad variable
Compresor	Velocidad rotacional (máx)	3500 [rpm]
	Refrigerante R600a (carga)	0,02 [kg]
	Refrigerante R134a (carga)	0,1 [kg]
	Desplazamiento	$2 \cdot 10^{-6}$ [m^3]
Colector/evaporador	Área de la placa	1,5 [m^2]
	Absortividad de la placa	0,25
	Emisividad de la placa	0,04
	Diámetro externo de los tubos	0,0079 [m]
	Distancia entre los tubos	0,23 [m]
	Conductividad térmica(Cu)	401 [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

Continuación de Tabla 12. Datos técnicos de la bomba de calor.

	Masa del agua del tanque	5 [kg]
	Diámetro externo del tubo	0,0063 [m]
Condensador	Espesor del tubo	$8,9 \cdot 10^{-4}$ [m]
	Conductividad térmica (Cu)	401 [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
	Área del tanque	0,2513 [m^2]

3.2. Condiciones Climáticas

En la presente investigación, es necesario conocer los datos de partida para que se realice las respectivas pruebas, por lo cual, se tomará en cuenta varios componentes, tales como: radiación solar, temperatura ambiente, velocidad del viento, los cuales fueron recolectados con el equipo meteorológico WS-1201.



Figura 26. Estación meteorológica [120].

Las pruebas de funcionamiento fueron realizadas durante los meses de noviembre y diciembre, respectivamente, bajo diferentes condiciones climáticas y a diferentes horas. Cada uno de los procesos de calentamiento duró 75 minutos. La información de las condiciones climáticas fue tomada cada cinco minutos y fue tabulada (VER ANEXOS 9-14).

3.2.1. Radiación Solar

La Figura 27 presenta la variación de radiación solar medida para el refrigerante R600a. Al tratarse de un sistema asistido por energía solar, el rendimiento del sistema va a depender de la intensidad de radiación incidente, al incrementar la radiación, el COP del sistema va a ser mayor, caso contrario, al disminuir la intensidad de la

radiación, el colector/evaporador va a ganar menos cantidad de calor y el sistema reduce su rendimiento. Durante la Prueba 2 se presentó un valor máximo de $935,9 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ a las 12:25 con cielo totalmente despejado y una temperatura ambiente promedio de 22°C . Además, el valor mínimo de la Prueba 1, tuvo un valor de $219,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ a las 12:45, debido a nubosidades.

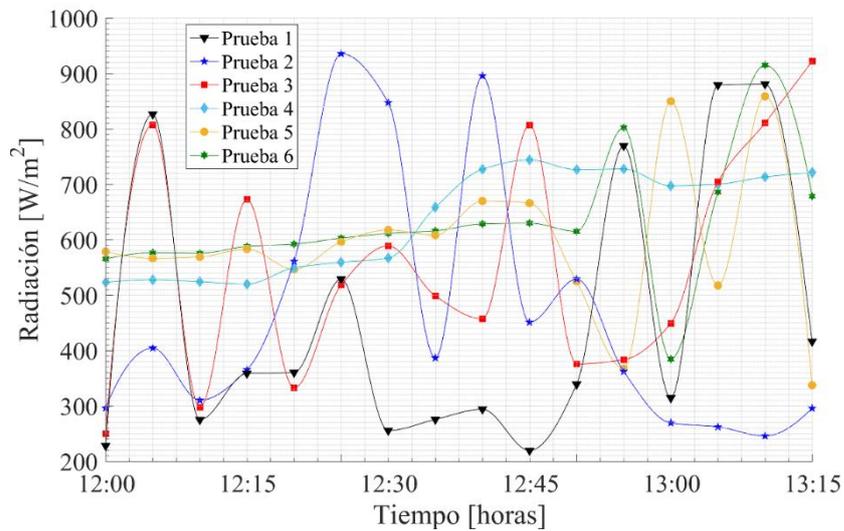


Figura 27. Radiación solar incidente usando R600a.

3.2.2. Temperatura Ambiente

En la Figura 28 se presentan los datos medidos sobre la temperatura ambiente para el refrigerante R600a. El sistema es una bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa, por lo que las condiciones climáticas van a influir en su rendimiento. El colector solar actúa al mismo tiempo como evaporador, absorbiendo el calor de los alrededores para elevar la temperatura del refrigerante al punto de sobrecalentamiento. La temperatura máxima fue de $24,8^\circ\text{C}$ obtenida en la Prueba 5 a las 12:00. Las pruebas se realizaron en el Valle de Los Chillos (Latitud S $0^\circ14'35''$ Longitud O $78^\circ29'15''$), razón por la cual se generan estos valores elevados de temperatura, sin embargo, la variación de este parámetro es muy variante.

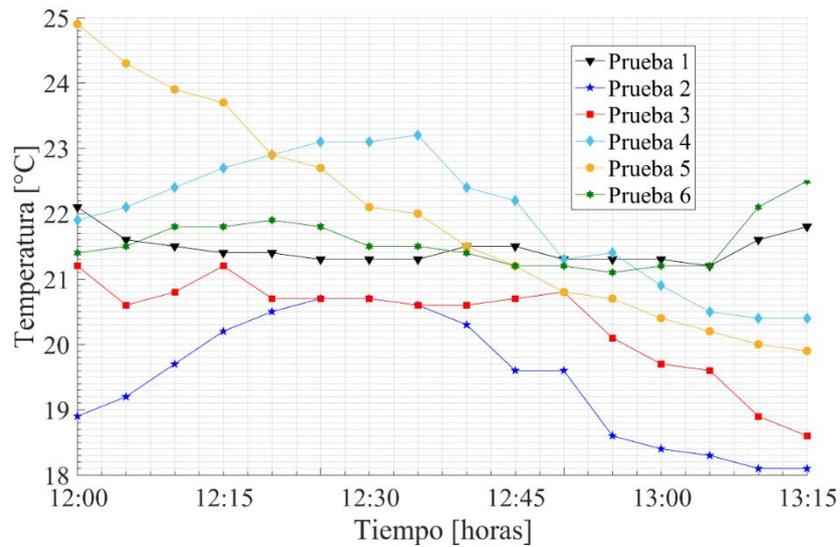


Figura 28. Temperatura Ambiente.

3.2.3. Temperatura del Agua

La Figura 29 presenta los resultados en función del período de calentamiento de la diferenciación de la temperatura del agua. El agua se encuentra en un tanque de almacenamiento para 5 kg de agua, dentro del cual se lleva a cabo la transferencia de calor entre el calor ganado por el refrigerante durante el proceso de compresión, y mediante un condensador de serpentín sumergido, libera este calor para transmitirlo al agua y así elevar su temperatura. El agua llega a alcanzar una temperatura de 39,5 °C obtenidos con el refrigerante R134a, en el Test 1 durante un tiempo de 35 minutos, mientras que el valor más bajo fue de 29,5 °C en el Test 3 en el mismo tiempo, con un cielo nublado.

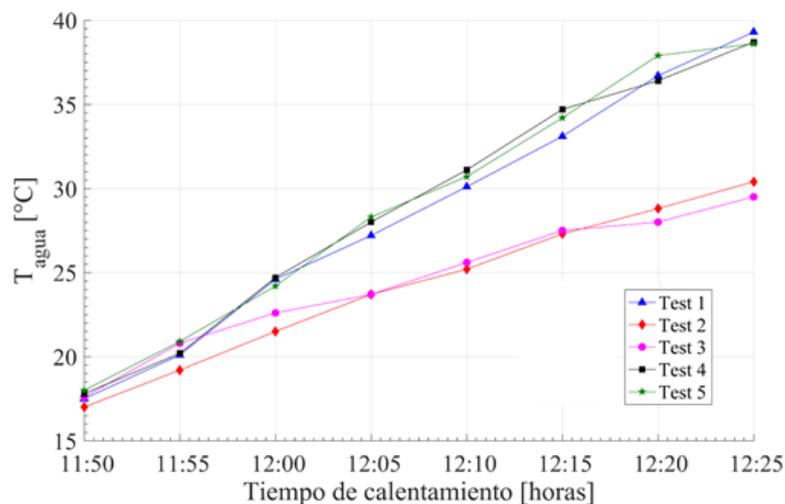


Figura 29. Temperatura del agua con refrigerante R134a.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos con el refrigerante R600a en la Figura 30, la cual muestra el incremento de la temperatura del agua durante las pruebas de funcionamiento. La temperatura inicial del agua se encuentra alrededor de 20 °C debido a que se utilizó agua potable. La Prueba 1 alcanzó una máxima temperatura de 55 °C en un período de tiempo de 75 minutos, debido a que las condiciones climáticas eran favorables, es decir, con una temperatura ambiente promedio de 22 °C que se aprecia en la Figura 28 y un cielo despejado, con radiación promedio de $600 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ que se observa en la Figura 27.

Por otra parte, la temperatura más baja fue de 43 °C en la Prueba 5, ya que a pesar de que los valores de radiación solar y temperatura ambiente fueron elevados, $450 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y 21 °C, en promedio, respectivamente, el cielo estuvo con nubosidades permanentes durante el proceso de calentamiento.

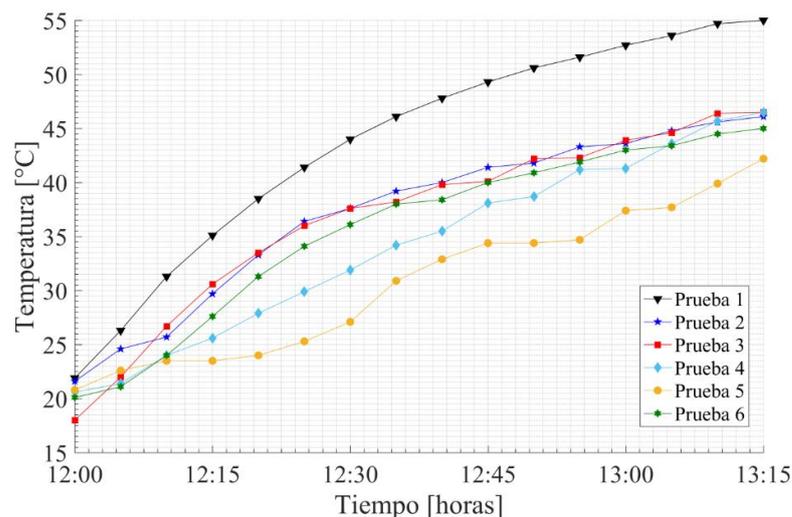


Figura 30a. Temperatura del agua con el refrigerante R600a.

Realizando el análisis comparativo de los resultados obtenidos entre las Figuras 29 y 30, se aprecian valores similares, sin embargo, el sistema que funciona con refrigerante R134a es más eficiente ya que puede incrementar la temperatura del agua en un tiempo de 35 minutos obteniendo valores máximos de temperatura de 39,5 °C y una mínima de 29 °C. A diferencia del refrigerante R600a que requiere de un tiempo de 75 minutos para que el agua alcance una temperatura máxima de 55 °C y una temperatura mínima de 43 °C. Es decir, que el refrigerante R134a alcanza temperaturas altas en un tiempo reducido al ser comparado con el R600a.

3.3. Presión de Trabajo del Compresor

La Figura 31 presenta los valores de presiones alcanzados por el compresor con una potencia de trabajo de 126 W, y una carga de refrigerante de 100 g. Para cumplir el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el fluido refrigerante al compresor tiene que entrar sobrecalentado llegando a obtener la presión máxima a la entrada de 380 kPa en el Test 3, la presión mínima de 240 kPa en el Test 5. Las presiones de salida del compresor máxima y mínima fueron de 1250 y 550 kPa, Test 5 y Test 3 respectivamente.

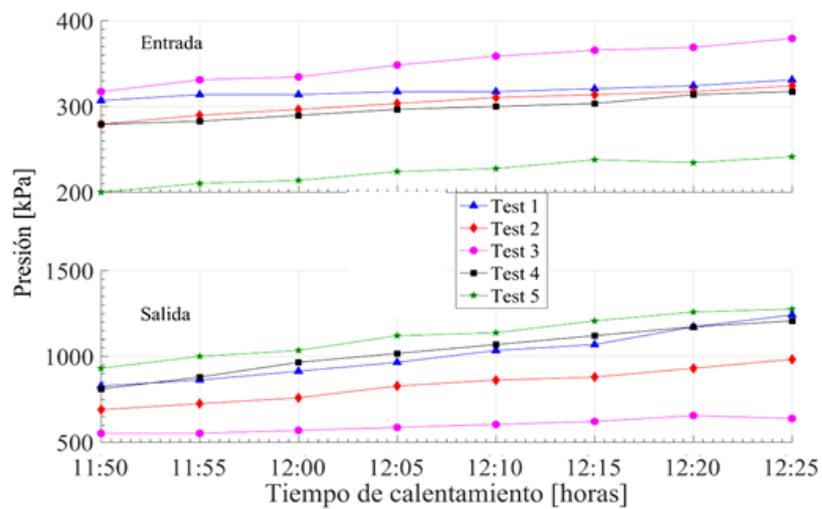


Figura 31. Presión de entrada y salida de compresor con refrigerante R134a.

Así mismo, en el desarrollo de esta investigación, el compresor utiliza R600a y se encuentra comandado con una válvula de expansión electrónica, con una carga de 20 g. Para asegurar su correcto funcionamiento, se utiliza un refrigerante sobrecalentado previamente en el colector/evaporador, para llegar al compresor y cumplir con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Al utilizar el R600a, un hidrocarburo como refrigerante, se logró obtener que, en los datos de entrada, en la Prueba 1 y Prueba 5, presentó una presión de entrada máxima de 220 kPa y mínima de 145 kPa. Siendo los valores de presión a la salida de 850 kPa y 600 kPa, en la Prueba 1 y Prueba 5, como máximo y mínimo, al mantener el equipo funcionando durante 75 minutos. Las variaciones de las presiones de trabajo del compresor se muestran en la Figura 32.

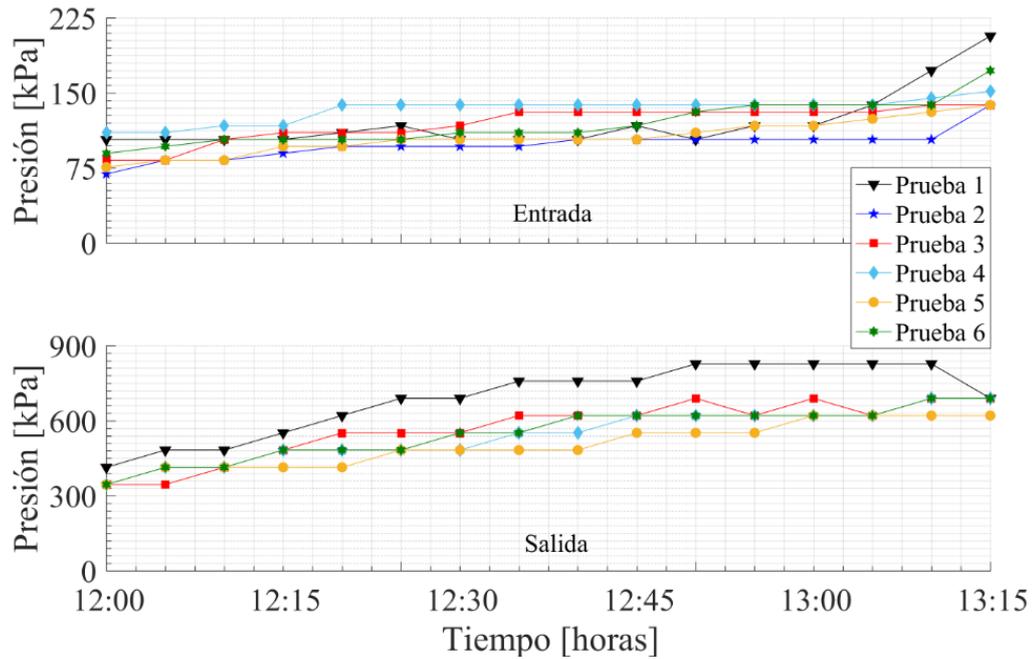


Figura 32. Presión del Trabajo del Compresor con refrigerante R600a.

Al realizar un análisis comparativo entre las presiones de trabajo usando los dos refrigerantes, se aprecia el comportamiento de las presiones de trabajo del compresor con una potencia de 126 W controlado por la válvula de expansión electrónica como se muestran en las Figuras 31 y 32, utilizando cargas de 100 y 20 g para el R134a y R600a, respectivamente. El R134a requiere una mayor compresión, generando una presión máxima de 1250 kPa, lo que conlleva un riesgo al trabajar con estos valores de presión. Por otra parte, el valor máximo de descarga utilizando R600a alcanzó 850 kPa, valores más bajos que puedan brindar mayor seguridad al trabajar.

3.4. Flujo másico

La variación del flujo másico se debe al trabajar con un compresor de velocidad variable desde 1200 hasta 3000 rpm. Con el refrigerante R134a y una carga de 100 g. Las condiciones climáticas generan un menor calor suministrado al colector/evaporador, por lo que el compresor requiere elevar una menor presión hasta la máxima establecida para la cumplir el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. En la Figura 33, el valor de $11 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ es el valor máximo del flujo másico que está siendo administrado al compresor en el tiempo de 35 minutos, el valor mínimo administrado es de $3,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, se analizó que la temperatura del agua máxima fue

de 39,5 °C y presiones de 380 kPa a la entrada como se corroboran en las Figuras 29 y 31.

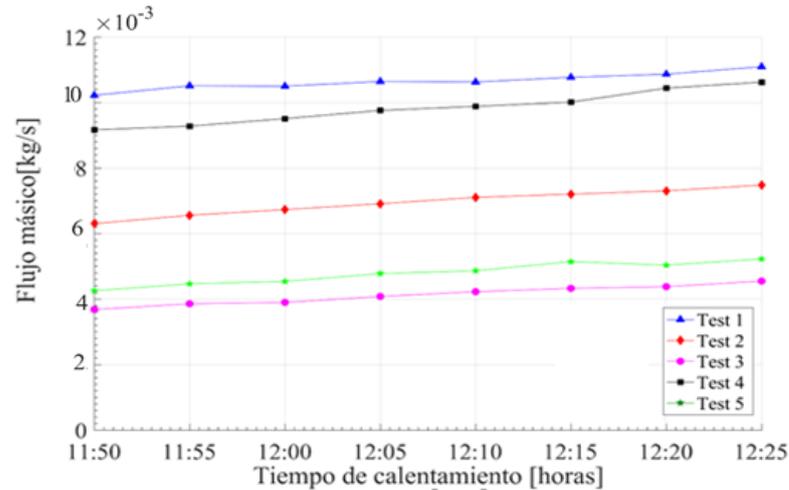


Figura 33. Fluido Másico del refrigerante R134a.

A continuación, en la Figura 34, se observa el flujo másico del refrigerante R600a con una carga de 20 g con el que trabaja el compresor. Al ser un modelo de velocidad variable este trabaja con 1200 hasta 3000 rpm, este parámetro fluctúa dependiendo de las necesidades del equipo.

Se obtuvo que el valor máximo de flujo másico que se requirió en la Prueba 4 fue de $6,4 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a las 13:15 pm, cuando el compresor estuvo trabajando a 1500 rpm y el agua alcanzó una temperatura de 55 °C, las cuales influyen para obtener los resultados del flujo másico.

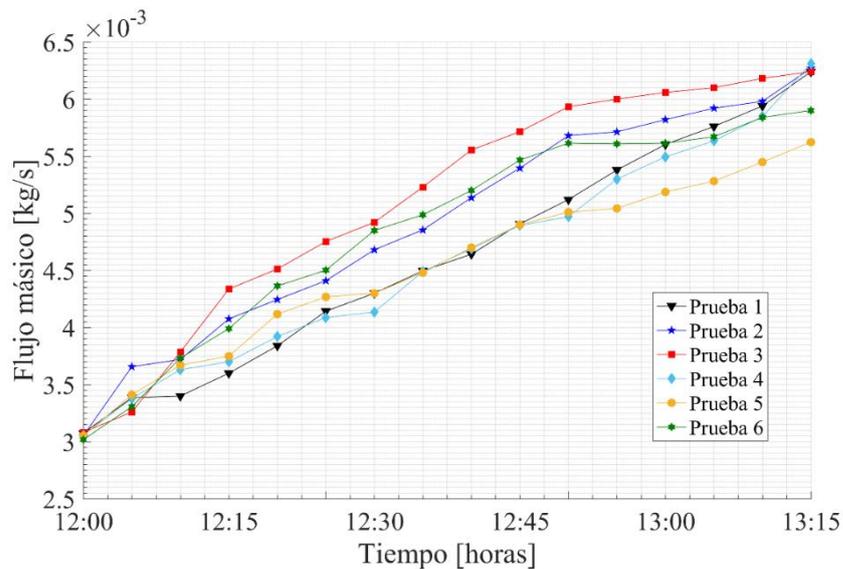


Figura 34. Flujo Másico refrigerante R600a.

En las Figuras 33 y 34, se observa que el valor máximo de flujo másico es de $11 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ al funcionar con el R134a, y el valor máximo del R600a es de $6,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Entonces, se requiere una menor cantidad de R600a comparada con el R134a, lo que conlleva a un menor impacto ambiental.

En lo que se refiere a las cantidades mínimas del fluido másico, se puede apreciar que, en la Figura 33 la cantidad es de $3,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, por el contrario, en las pruebas de esta investigación, se obtuvo un valor de $5,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, el cual requiere una menor cantidad de R600a y al tratarse de un hidrocarburo con muy bajos potenciales de GWP y ODP, lo cual es amigable con el medio ambiente.

3.5. Temperatura del Evaporador

El sistema es asistido por energía solar, y utiliza un colector/evaporador para sobrecalentar el refrigerante R600a y así completar el ciclo de refrigeración. El colector solar actúa al mismo tiempo como evaporador, y absorbe el calor de los alrededores, logrando ganar más calor al presentarse condiciones climáticas favorables, es decir, altos valores de radiación solar y temperatura ambiente. La distribución de los medidores de temperatura, termocuplas, a lo largo de la placa de izquierda a derecha es del 1 al 10 en la parte superior, como se aprecian en la Figura 35. Mientras que, en la parte inferior, la distribución está dispuesta del lado derecho al izquierdo es del 11 hasta el 20.

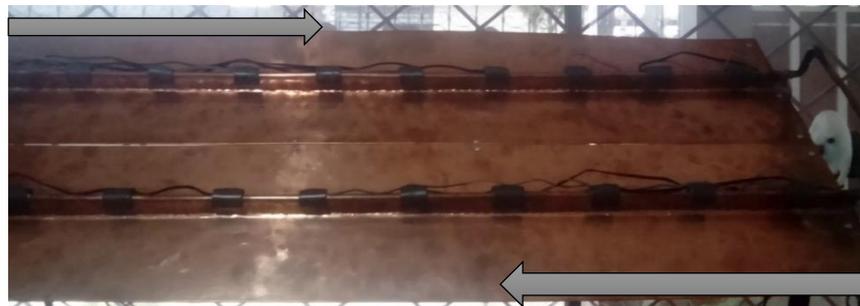


Figura 35. Placa de Cobre.

La temperatura del evaporador dentro de las pruebas de funcionamiento alcanzó un máximo de $17,5 \text{ }^\circ\text{C}$ correspondiente a la T4 a las 13:15. La Figura 36 muestra el comportamiento de los valores de temperaturas presentes en el evaporador. La

eficiencia del evaporador se ve influenciada por varios factores, tales como la temperatura ambiente y la velocidad del viento para la transferencia de calor por convección, mientras que la radiación solar determina el calor ganado por radiación. Al ser un colector solar que actúa al mismo tiempo como evaporador, depende directamente de la radiación solar, así como de la velocidad del viento, que pudo llegar a generar ráfagas de $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

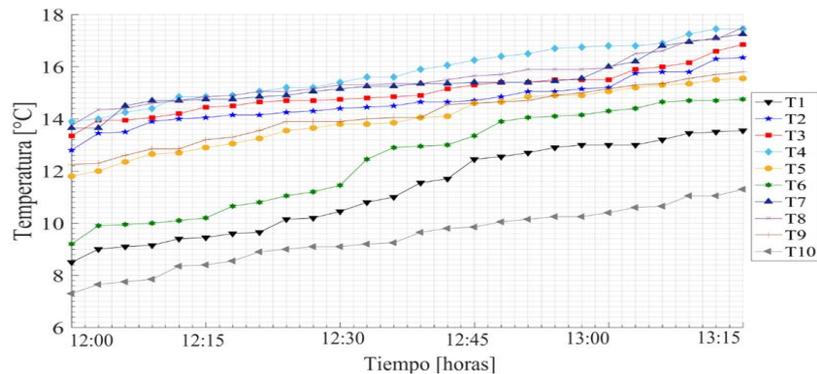


Figura 36. Temperatura del Evaporador del refrigerante R600a.

3.6. Rendimiento del Sistema

El comportamiento del refrigerante R600a es evaluado en un ciclo de refrigeración mediante el coeficiente de rendimiento (COP).

Para esta investigación, corresponde a una relación de la cantidad de calor liberado por el condensador y que cede al agua, y se relaciona con respecto a la cantidad de potencia de entrada utilizada para el desarrollo del trabajo. La Figura 37 indica los valores obtenidos para el COP durante el período de funcionamiento. El COP va a descender a medida que el equipo se encuentra en funcionamiento.

En la Prueba 3 se calculó que la bomba de calor generó un COP de alrededor de 8,3, llegando a disminuir hasta 2 en la Prueba 4, después de estar funcionando durante 75 minutos.

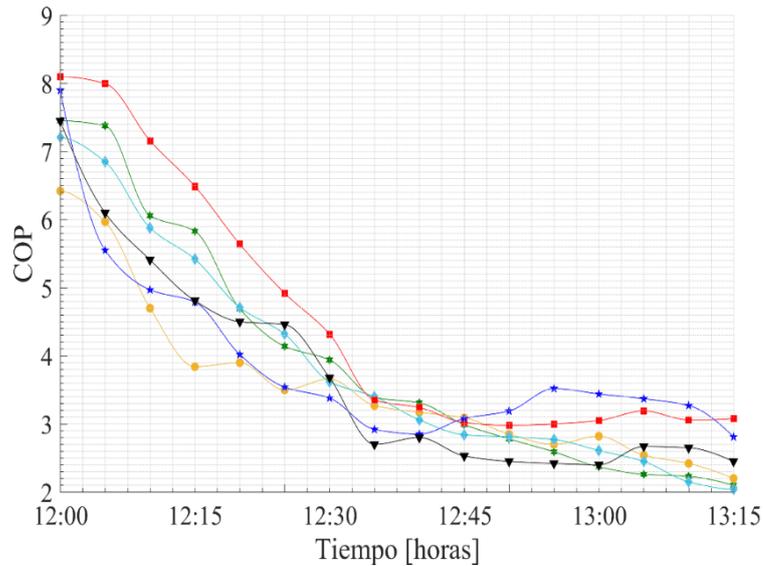


Figura 37. Coeficiente del Desempeño (COP) del refrigerante R600a.

3.7. Temperatura del Agua y Radiación

El comportamiento de la temperatura del agua utilizando refrigerante R600a con respecto a la radiación solar se presenta en la Figura 38 durante el período de funcionamiento.

A mayor radiación solar, se va a obtener una temperatura del agua más alta debido a que el colector/evaporador va a suministrar mayor calor. En la Prueba 1, la temperatura del agua alcanza los 55°C a una radiación máxima de 935,9 W·m⁻², mientras que en la Prueba 4, en un día parcialmente nublado, con una radiación 750,1 W·m⁻², la máxima temperatura alcanzada por el agua fue de 46,5 °C.

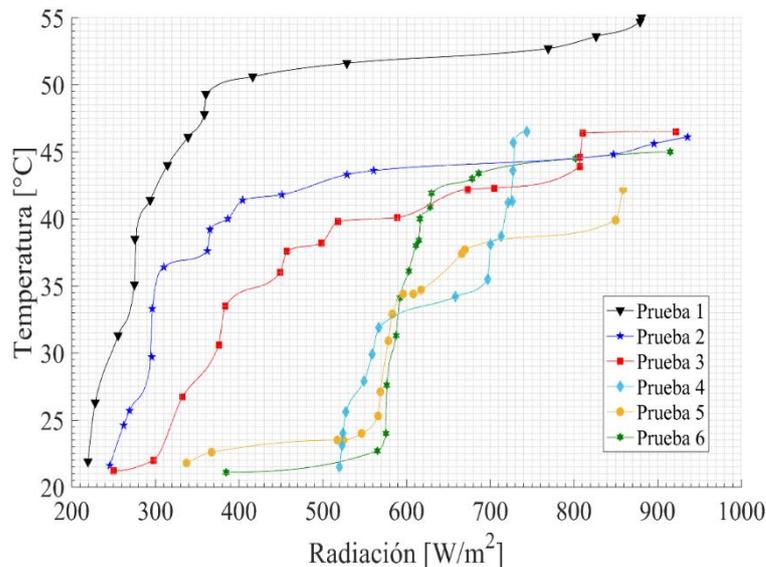


Figura 38. Temperatura del agua y Radiación del refrigerante R600a.

3.8. El Coeficiente de Rendimiento (COP) y la Radiación

El coeficiente del rendimiento (COP) permite analizar el comportamiento del sistema al determinar su eficiencia. Al tratarse de un sistema asistido por energía solar, la radiación solar es un parámetro determinante en el rendimiento de sistema. En la Figura 39 se presenta el comportamiento del COP ante la radiación solar del refrigerante R 600a. Con un valor máximo de radiación de $935,9 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ durante la Prueba 3, el COP máximo alcanzado fue alrededor de 8,3.

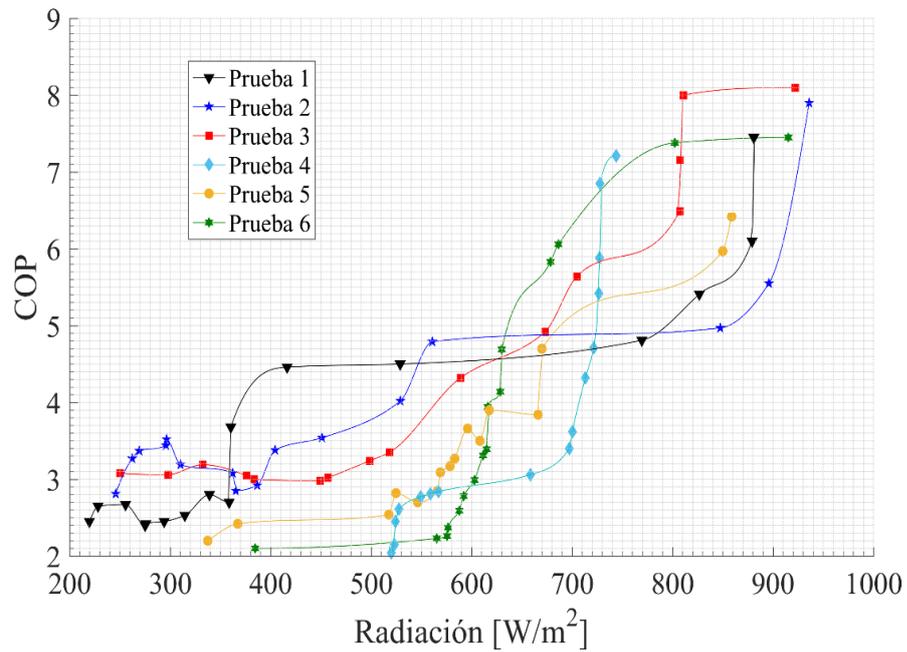


Figura 39. El Coeficiente de Rendimiento (COP) y la Radiación del refrigerante R600a.

CONCLUSIONES

1. En la presente investigación, se analizaron los diferentes patrones de flujo que se presentan para el refrigerante R134a por parte de autores tales como Garbai & Santa [121], Kattan et al. [13]. En este caso, en la evaporación, el patrón de flujo predominante es el flujo anular, seguido del flujo intermitente durante la transición. En la investigación para el refrigerante R600a, corroborado por Mashouf et al. [122] y Mandhane [39], se obtiene que los patrones de flujo predominantes en la evaporación, son las transiciones que suceden desde la estratificada ondulada hasta el flujo intermitente por poseer flujos de masa elevados.
2. Se realizó la construcción de un prototipo que trabaja bajo el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, se utilizaron dispositivos tales como un compresor de velocidad variable, válvula de expansión electrónica, condensador/evaporador y se utilizaron los refrigerantes R134a y R600a, llegando a determinar que el R600a tiene un menor índice de calentamiento global en comparación al R134a. Además en las pruebas realizadas se tiene que para el refrigerante R134a la carga de refrigerante es de 100 g, la temperatura del agua máxima alcanzada fue de 39,5 °C, y una temperatura mínima alcanzada de 29,5°C, en un tiempo de 35 minutos. En el refrigerante R600a su carga es de 20g, la temperatura del agua máxima alcanzada fue de 55°C, y una temperatura mínima alcanzada de 43 °C. en un tiempo de 75 minutos.

Las presiones para el refrigerante R134a máximas alcanzadas a la entrada fueron de 380 kPa, la presión mínima de 240 kPa, las presiones a la salida del compresor tuvieron la máxima de 1250 kPa y un valor mínimo de 550 kPa. Para el refrigerante R600a estuvieron en un rango entre 220 y 800 kPa como valores máximos a la entrada y salida, respectivamente como se muestra en la Figura 32, valores que están dentro del rango de presiones de trabajo establecidos por el fabricante, cuando el compresor estuvo trabajando en el rango de 1200 y 3000 rpm respectivamente, en condiciones asoleadas y con pocas nubosidades.

3. Se analizó los diferentes mapas de patrones de flujo en los cuales existen correlaciones propuestas por la literatura, para el refrigerante R134a se puede utilizar la correlación de Taitel & Dukler [38], en la cual se considera que la fase del fluido está en función del factor de fricción, cantidad del flujo másico, densidad de la fase y diámetro interno. Para el refrigerante R600a, la correlación que se utiliza es la de Mandhane [39] porque la consideración de la fase del fluido está en función de la velocidad superficial del gas y del líquido. En el presente proyecto se proponía llegar a corroborar este análisis teórico, con mediciones experimentales, pero debido a inconvenientes del equipo adecuado para estas mediciones, se limitó el alcance del este objetivo, a lo antes mencionado.

4. En las pruebas realizadas, se trabajó con los refrigerantes R134a y R600a, este último tiene características termodinámicas óptimas como temperatura de ebullición de $-26,1^{\circ}\text{C}$ siendo muy baja al igual que la presión crítica de $4,07\text{ MPa}$, lo que permite no tener presiones y temperaturas demasiado altas en el compresor al momento de su funcionamiento. El refrigerante R600a posee un potencial de calentamiento global (GWP) de 3 y un potencial de agotamiento de ozono (ODP) de 0, a diferencia del R134a que posee un (GWP) de 1300 y un ODP de 0. Al utilizar una carga de refrigerante R134a aproximada de 100 g y una carga de 20 g de R600a, la temperatura del agua alcanza los 40°C aproximadamente en un determinado tiempo, pero se presenta una ventaja con el R600a que es su bajo ODP y GWP. De igual manera, su emisión de gases de efecto invernadero es mínima permite la reducción en la cantidad de refrigerante y a su vez, la contaminación del medio ambiente.

5. Al tratarse de un sistema asistido por energía solar, va a depender de las condiciones climatológicas, que en las pruebas realizadas fueron recolectadas cada 5 minutos, las cuales se las puede verificar en el Anexo 9 - 14 donde están tabuladas con duración de 75 minutos. Durante las pruebas de funcionamiento, se pudo apreciar que la mayoría de los días fueron soleados, despejados y el viento se mantenía en un promedio de $2,2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, la temperatura máxima del agua alcanzó los 55°C con el R600a, como se puede observar en la Figura 30, la temperatura ambiente llegó a los $24,8^{\circ}\text{C}$ que se corroboran en la Figura 28 y la

escala de radiación solar máxima fue de $935,9 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ representada en la Figura 27. Después de realizar esta investigación, se pudo obtener datos similares a investigaciones realizadas previamente, tales como Kong et al. [11], Asadi et al. [89] y corroborar información existente en libros de autores como Kalogirou [70] y Duffie & Beckman [90].

6. Una vez que el equipo ha sido puesto en funcionamiento, se pudo determinar un COP máximo de 8,3, con el R600a, bajo las siguientes características, un día soleado con temperatura ambiente de $22 \text{ }^\circ\text{C}$ y radiación promedio con nubosidades de $300 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ mientras que el COP mínimo tiene un valor de 2 bajo condiciones de temperatura ambiente de $21,3^\circ\text{C}$ y radiación máxima de $314,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ en la Figura 37 se puede observar el comportamiento de éste.
7. Se realizaron pruebas en la noche para corroborar la eficiencia del equipo bajo los mismos parámetros de tiempos, obteniendo como resultados temperatura ambiente de $14,8$ y 14°C al inicio y al final de la prueba, respectivamente, con una radiación solar de $0 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, presiones del compresor a la entrada de 70 y a la salida de $344,73 \text{ kPa}$, velocidad del viento promedio de $2,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ alcanzando una temperatura del agua de $41,2^\circ\text{C}$ únicamente dependiendo de sus propiedades termodinámicas se puede comprobar la eficiencia del equipo, mientras ingresa el refrigerante a baja temperatura y al ser comprimido, va a elevar su temperatura y presión, además de absorber el calor que la placa plana recibe por la temperatura ambiente.
8. En el estudio ambiental, se verifica que el sistema propuesto es capaz de reducir las emisiones de CO_2 , tal y como lo indica la Figura 25, ya que en el Ecuador en los años del 2001-2014 los resultados variaron entre 241 y $397,5 \text{ g CO}_2 \text{ kW}\cdot\text{h}^{-1}$. El ahorro económico presentado en las Tablas 9 y el cálculo del V.A.N. y T.I.R en la Tabla 10 y 11 determina que el proyecto se puede recuperar en un período de 3 años, esto permite impulsar el avance de las energías renovables a través del uso del refrigerante R600a.

RECOMENDACIONES

- Antes de iniciar con la recolección de datos, es indispensable realizar un control de seguridad y comprobar la existencia de fugas en el equipo, debido a que se pueden producir caídas de presión, entre otros daños. Así como también, se debe revisar el voltaje de la batería, el cual debe ser mayor a 12 V para el respectivo funcionamiento del compresor.
- Se recomienda que se debe tener en cuenta el diseño del compresor, ya que en el controlador de la válvula de expansión electrónica existen alarmas que permiten conocer si el equipo se encuentra en riesgo, por lo que, el compresor se apagaba automáticamente, y en cuanto se encuentre en buenas condiciones, se volvía a encender. Lo que, podría traer consecuencias negativas dado que el compresor puede recalentarse y padecer daños severos que perjudicarían directamente a su sistema y a su funcionamiento.
- Es necesario que se realice un mantenimiento del equipo de manera preventiva para garantizar que el mismo se encuentre en apropiadas condiciones para su funcionamiento, además, se debe considerar que el objetivo principal del uso del refrigerante R600a es reducir la contaminación del medio ambiente a través del uso de dispositivos, en los cuales primen la energía renovable y solar.
- El sistema y el funcionamiento del equipo puede tener varias mejoras, por lo que, se podría implementar un sistema de recirculación del agua, el cual permitiría que exista un intercambiador de flujo de calor, por lo que el agua caliente llegaría al tanque de almacenamiento, con la finalidad de incrementar su efectividad y prever el sobrecalentamiento de sus mecanismos.
- Verificar que las termocuplas instaladas a lo largo del colector/evaporador se encuentren totalmente aisladas, para evitar pérdidas de calor al medio ambiente y de esa manera, obtener datos más precisos en lo que concierne el análisis temperatura en el mismo.

- Para obtener los patrones de flujo, se debe adquirir un medidor de flujo que, al ser instalado, en la tubería del colector/evaporador permite tener los datos en tiempo real del comportamiento de los refrigerantes a ser investigados, se debe considerar el costo elevado que este medidor de flujo posee. Adicionalmente, se debería considerar el uso únicamente del refrigerante R600a, debido a su bajo impacto ambiental ante el refrigerante R134a que tiene un alto impacto ambiental.

ANEXOS

Anexo 1. Imágenes de la construcción de la máquina



Figura 40. Tubería de cobre.



Figura 41. Medición y corte de tubería para evaporador.



Figura 42. Moldeado de tubería para condensador.



Figura 43. Utilización de herramienta para moldear la tubería.



Figura 44. Colocación de válvulas en las terminales de la tubería.



Figura 45. Esquematación y ubicación de componentes.



Figura 46. Acople de tubería en paneles del evaporador.



Figura 47. Acople de tubería en paneles del evaporador.



Figura 48. Doblado de paneles del evaporador.



Figura 49. Colocación de los paneles en el soporte.



Figura 50. Instalación de sistema para detección de fugas.



Figura 51. Inspección de fugas con N_2 .



Figura 52. Arreglo de fugas.



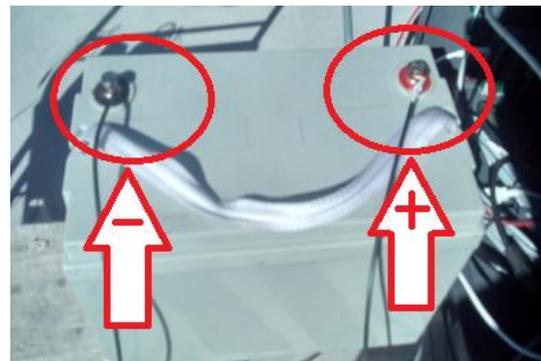
Figura 53. Inspección de calidad.



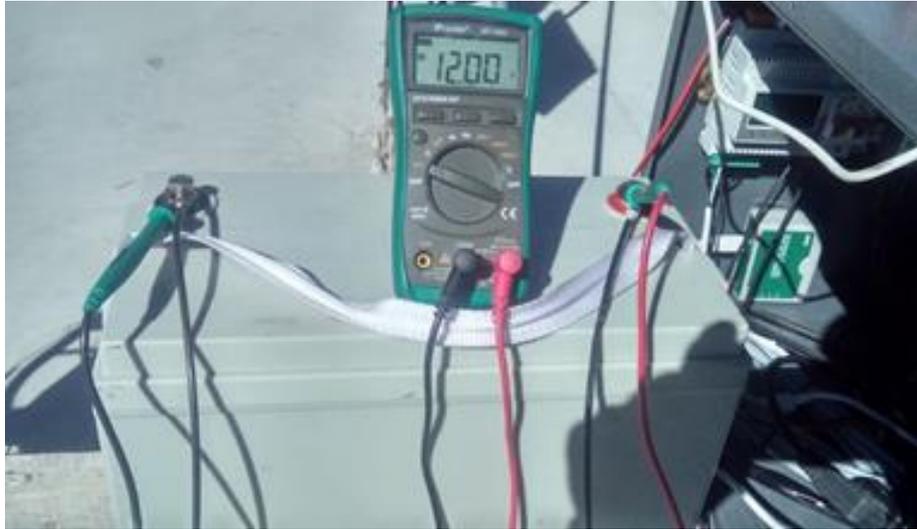
Figura 54. Inspección de presión en el compresor.

Anexo 2. Manual de operación

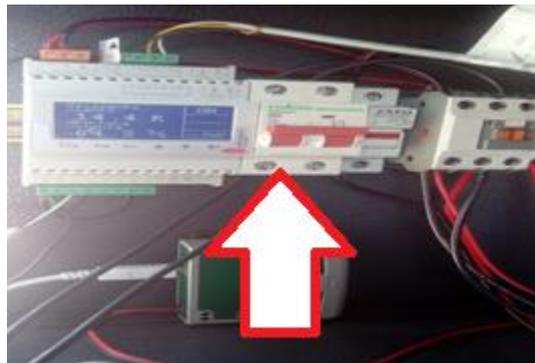
1. Conectar la batería al contactor y encenderlo, teóricamente se alimentara al sistema con 12 V.



2. Comprobar que el voltaje sea correcto en el sistema, mediante un multímetro para verificar que el voltaje sea el indicado en los valores de 11.9 V y 12 V respectivamente.



3. El contactor deberá estar en posición “ON”, y verificar que el LED de color rojo se encuentre titilando, esta acción indica la correcta alimentación del sistema.





4. Encender los datalogger, que permitirá censar las temperaturas desde el sensor 1 al sensor 20, ubicados en la placa del evaporador, en los períodos de tiempo establecidos para hacer las pruebas.



5. Inspeccionar que se enciendan los datalogger y que no presente mensajes de error para su correcto funcionamiento; si se presentan inconvenientes se recomienda el uso de los manuales “TC 900E log” y “Mt 512E log”.



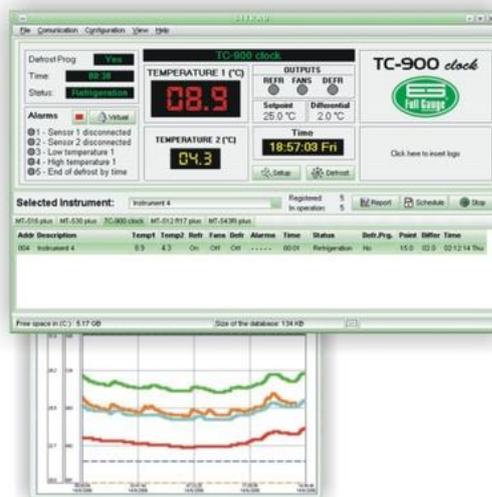
6. Verificar la presión de los manómetros de alta (manómetros 3 y 4) y manómetros de baja (manómetros 1 y 2), que trabajen con presiones de 655 a 1723 kPa y 241 a 482 kPa.



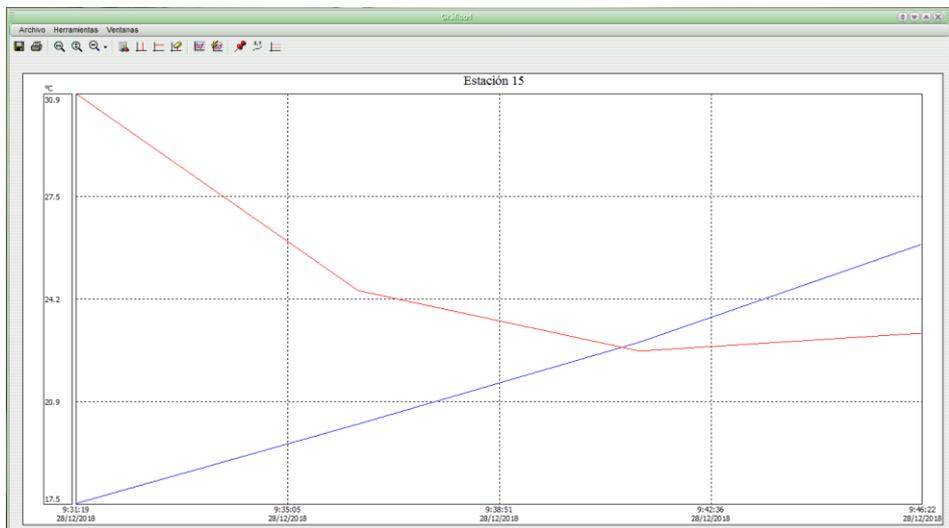
7. Llenar el recipiente del condensador con agua y encender el datalogger ubicado en el centro de los manómetros, para que cense la temperatura del líquido.



- Al estar encendido el sistema, se debe establecer conexión con el programa “Sitrad” para monitorear los sensores instalados en el evaporador del prototipo.

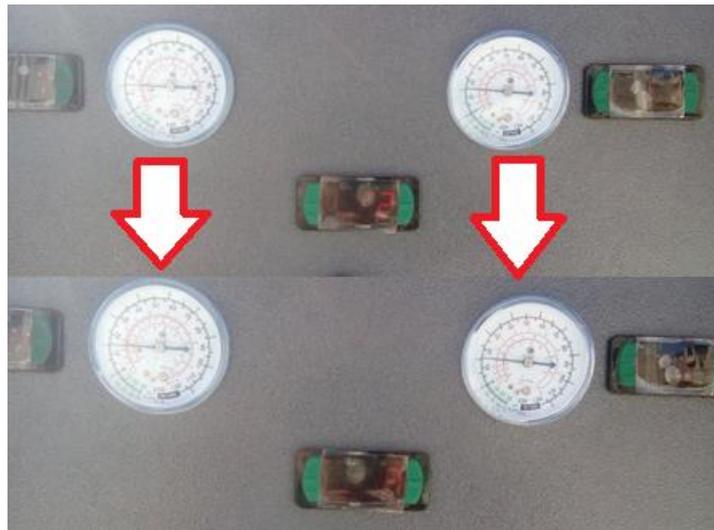


- Comenzar a hacer el ensayo hasta que la temperatura del líquido del condensador llegue a los 45°C, tomando datos cada 5 minutos y en las horas 9:00, 12:00, 16:00 y 20:00.



Anexo 3. Manual de mantenimiento

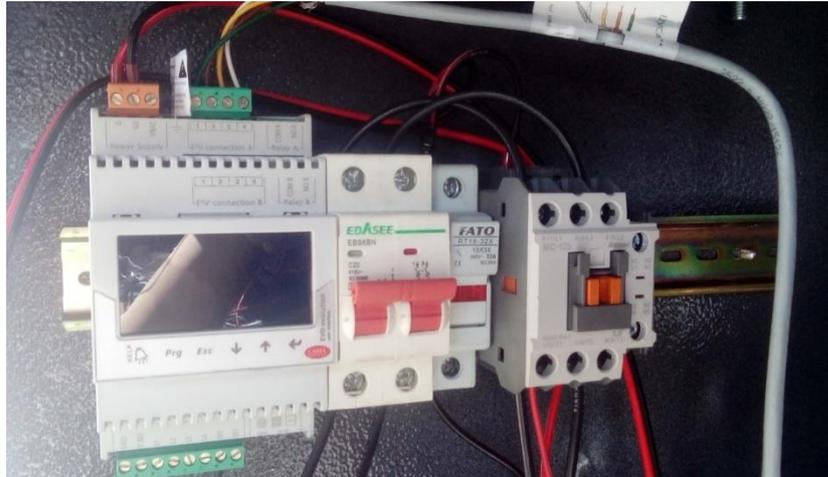
1. Confirmar que la presión promedio de los manómetros de alta se encuentren a 1206 kPa y los manómetros de baja a 396 kPa antes de finalizar el trabajo del equipo.



2. Inspeccionar el estado de los sensores en el evaporador, compresor y recipiente del condensador, previo el apagado.



3. Apagar los contactores, para evitar el paso de corriente por la máquina.



4. Desconectar la máquina de los interruptores de la fuente de energía.



5. Inspeccionar el estado de la tubería y la existencia de fugas con agua jabonosa.



6. Verificar el estado de los sensores en toda la máquina, de presentar averías o descomposición en algún sensor, se debe arreglar con la cinta adhesiva de color plomo y la cinta aislante.

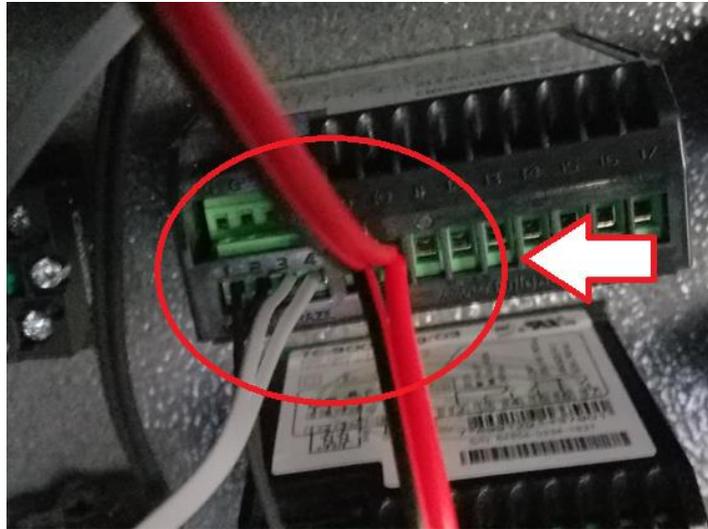




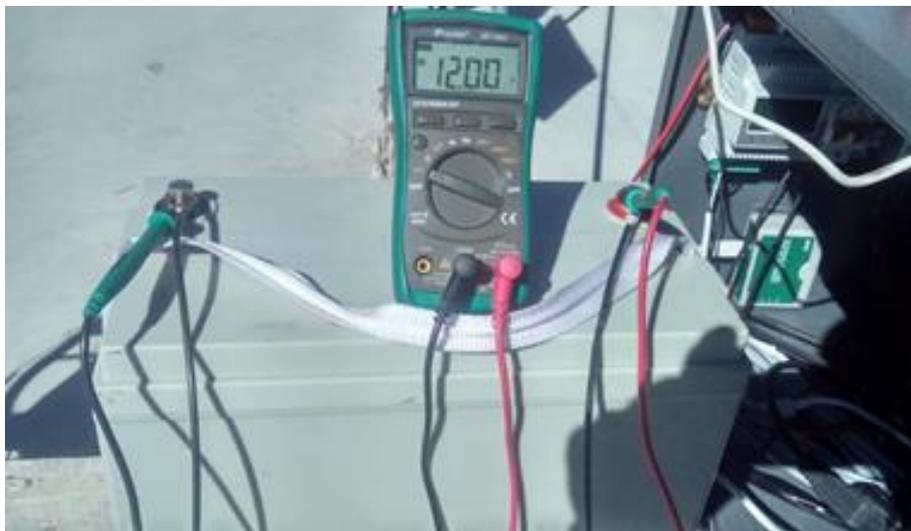
7. Verificar el estado de la soldadura en la tubería y acoples del prototipo.



8. Verificar las conexiones eléctricas de los datalogger, la condición de unión o empate debe ser perfecta, no debe tener cables sueltos, ni daño en el alma del cable.



9. Verificar el voltaje de la batería, de ser menor de 11,89 V se deberá de recargar para garantizar el correcto funcionamiento de la máquina.



Anexo 9. Datos obtenidos el 12 de diciembre del 2018

HORA	Baja				Alta				Valores Calculados					Valores Medidos		
	Gas		Líquido		Gas		Líquido		h1	h2	h3	COP	m	Tagua	Tamb	Rad
	T1 [°C]	P1 [kPa]	T4 [°C]	P4 [kPa]	T2 [°C]	P2 [kPa]	T3 [°C]	P3 [kPa]								
12:00:00	15,1	103,421	8,5	103,421	35,8	413,685	21,6	344,738	582,3	605,6	258,1	14,89	0,003744	21,9	22,1	228,2
12:05:00	15,1	103,421	6,2	103,421	39,6	482,633	22,1	413,685	582,3	609,8	273,8	12,2	0,004386	26,3	21,6	826,6
12:10:00	16	103,421	6,9	103,421	42,5	482,633	24,3	413,685	583,8	615,4	273,8	10,81	0,004325	31,3	21,5	275,1
12:15:00	5	103,421	6,5	103,421	45,6	551,581	25,6	482,633	584,1	618,5	287,9	9,617	0,004975	35,1	21,4	358,7
12:20:00	17,2	110,316	7,4	110,316	48,4	620,528	26,4	551,581	585,5	621	300,8	9,003	0,00564	38,5	21,4	360,4
12:25:00	18,5	117,211	9,3	117,211	50,4	689,476	28,4	620,528	587,4	622	312,7	8,919	0,006343	41,4	21,3	528,9
12:30:00	16,8	103,421	7,2	103,421	53,3	689,476	30,1	620,528	585,1	628	312,7	7,35	0,006243	44	21,3	255,6
12:35:00	8,8	103,421	6,7	103,421	54,9	758,423	30,8	689,476	571,9	628,3	323,8	5,404	0,006962	46,1	21,3	275,7
12:40:00	10,5	103,421	6,7	103,421	55,4	758,423	32	689,476	574,7	629,3	323,8	5,594	0,006942	47,8	21,5	294
12:45:00	8,2	117,211	7,3	117,211	56,3	758,423	32,6	689,476	570,3	631,2	323,8	5,051	0,006907	49,3	21,5	219,6
12:50:00	8	103,421	7,5	103,421	56,7	827,371	34	758,423	570,6	632,1	334,2	4,907	0,00712	50,6	21,3	339,1
12:55:00	9,9	117,211	8,4	117,211	57,9	827,371	34,4	758,423	571,1	632,7	334,1	4,845	0,007379	51,6	21,3	769,4
13:00:00	8,5	117,211	7,7	117,211	58,7	827,371	35,5	758,423	570,8	633,2	334,2	4,792	0,007603	52,7	21,3	314,6
13:05:00	12,9	137,895	11,7	137,895	58,3	827,371	38,3	758,423	577,2	633,2	334,2	5,334	0,007603	53,6	21,2	879,1
13:10:00	13,8	172,369	13,6	172,369	58,9	827,371	40	758,423	577,1	633,6	334,2	5,299	0,007594	54,7	21,6	880,8
13:15:00	17,8	206,843	15,4	206,843	53,4	689,476	38,9	620,528	582,4	628,2	312,7	6,89	0,00624	55	21,8	416,4

Anexo 10. Datos obtenidos el 18 de diciembre del 2018

HORA	Baja				Alta				Valores Calculados					Valores Medidos		
	Gas		Líquido		Gas		Líquido		h1	h2	h3	COP	m	Tagua	Tamb	Rad
	T1 [°C]	P1 [kPa]	T4 [°C]	P4 [kPa]	T2 [°C]	P2 [kPa]	T3 [°C]	P3 [kPa]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]		[kg/s]	[°C]	[°C]	[W/m ²]
12:00:00	16,1	68,9476	10,5	68,9476	35,9	344,7379	23,8	275,7903	585,3	608,7	240,1	15,79	0,003052	21,6	18,9	296,4
12:05:00	15,0	82,7371	9,6	82,7371	40,9	413,6854	25,8	344,7379	583	615,2	258,1	11,09	0,003657	24,6	19,2	404,4
12:10:00	15,1	82,7371	5,9	82,7371	43,2	413,6854	26,0	344,7379	583,1	619,5	258,1	9,94	0,00362	25,7	19,7	310,3
12:15:00	15,7	89,6318	6,5	89,6318	44,9	482,6330	26,6	413,6854	583,8	620	273,8	9,579	0,004276	29,7	20,2	365,3
12:20:00	13,3	96,5266	7,8	96,5266	46,5	482,6330	27,6	413,6854	579,6	623	273,8	8,038	0,004245	33,3	20,5	560,9
12:25:00	11,5	96,5266	6,9	96,5266	48,3	482,6330	28,1	413,6854	576,6	626,5	273,8	7,074	0,00421	36,4	20,7	935,9
12:30:00	11,2	96,5266	6,3	96,5266	49,5	551,5806	29,1	482,6330	576,1	626,1	287,9	6,769	0,004881	37,6	20,7	847,5
12:35:00	7,4	96,5266	6,0	96,5266	50,6	551,5806	29,5	482,6330	570	628,3	287,9	5,837	0,004855	39,2	20,6	386,7
12:40:00	8,1	103,4214	5,9	103,4214	52	620,5281	30,3	551,5806	570,8	628,3	300,8	5,699	0,005537	40	20,3	895,8
12:45:00	12,2	103,4214	2,9	103,4214	39,2	620,5281	21,0	551,5806	573,8	627,1	289,5	6,158	0,005596	41,4	17	451,1
12:50:00	12,7	103,4214	3,2	103,4214	41,7	620,5281	22,3	551,5806	574,7	620,8	288,1	6,382	0,00568	41,8	16,9	529,1
12:55:00	13,6	103,4214	4,1	103,4214	44	620,5281	23,9	551,5806	576,4	612,5	295,1	7,034	0,005713	43,3	16,6	362,2
13:00:00	13,6	103,4214	4,1	103,4214	47,2	620,5281	25,2	551,5806	579,8	618,2	300,8	8,257	0,005682	43,6	16,4	269,3
13:05:00	13,6	103,4214	3,9	103,4214	49,1	620,5281	26,4	551,5806	579,8	622,4	300,8	7,541	0,00562	44,8	16,3	262,2
13:10:00	13,3	103,4214	5,5	103,4214	51,6	689,4757	28,8	620,5281	579,3	627,5	312,7	6,537	0,005548	45,6	16,3	245,8
13:15:00	8,9	137,8951	5,2	137,8951	52,5	689,4757	29,3	620,5281	570,5	626,3	312,7	5,621	0,00627	46,1	16,3	295,8

Anexo 11. Datos obtenidos el 19 de diciembre del 2018

HORA	Baja				Alta				Valores Calculados					Valores Medidos		
	Gas		Líquido		Gas		Líquido		h1	h2	h3	COP	m	Tagua	Tamb	Rad
	T1 [°C]	P1 [kPa]	T4 [°C]	P4 [kPa]	T2 [°C]	P2 [kPa]	T3 [°C]	P3 [kPa]								
12:00:00	14,5	82,7371	11,2	82,7371	33,7	344,7379	21,2	275,7903	582,1	604,6	240,1	16,2	0,003082	18	21,2	250
12:05:00	18,7	82,7371	10,6	82,7371	37,9	344,7379	22,7	275,7903	589,1	612,3	240,1	16	0,003026	22	20,6	807,5
12:10:00	23,3	103,4214	21,2	103,4214	33,5	413,6854	26,4	344,7379	596	601,3	258,1	14,32	0,003785	26,7	20,8	297,8
12:15:00	18,7	110,3161	10,9	110,3161	41,9	482,6330	25,9	413,6854	588	614,2	273,8	12,97	0,004337	30,6	21,2	673,1
12:20:00	17,8	110,3161	9	110,3161	44,1	551,5806	27,4	482,6330	586,5	615,5	287,9	11,28	0,005012	33,5	20,7	332,5
12:25:00	17,8	110,3161	9,4	110,3161	46,5	551,5806	28,6	482,6330	586,5	620,2	287,9	9,845	0,004953	36	20,7	518,2
12:30:00	16,5	117,2109	9,1	117,2109	47,8	551,5806	29,4	482,6330	584	622,8	287,9	8,642	0,004921	37,6	20,7	588,9
12:35:00	11	131,0004	8,5	131,0004	49	620,5281	31	551,5806	574,3	622,2	300,8	6,707	0,005623	38,2	20,6	498,5
12:40:00	12,4	131,0004	11,8	131,0004	51,4	620,5281	33,6	551,5806	576,6	627	300,8	6,471	0,005554	39,8	20,6	457,2
12:45:00	11,6	131,0004	11,1	131,0004	52,8	620,5281	35,2	551,5806	575,3	629,9	300,8	6,033	0,005515	40,1	20,7	807,2
12:50:00	11,8	131,0004	11,1	131,0004	53,6	689,4757	36,1	620,5281	575,6	628,6	312,7	5,965	0,006233	42,2	20,8	375,8
12:55:00	13,1	131,0004	5,9	131,0004	47,2	620,5281	27	551,5806	577,8	618,6	300,8	7,781	0,005676	42,3	18,4	383,5
13:00:00	12,8	131,0004	5,8	131,0004	48,7	689,4757	28,3	620,5281	577,3	612,3	312,7	6,107	0,005861	43,9	18,7	449,3
13:05:00	11	131,0004	6,5	131,0004	50,5	620,5281	30,1	551,5806	574,3	625,2	300,8	6,37	0,005579	44,6	18,9	704,6
13:10:00	9,9	137,8951	7,8	137,8951	51,5	689,4757	32	620,5281	572,2	612,7	312,7	6,1211	0,005819	46,4	18,7	810,7
13:15:00	12,8	137,8951	10,7	137,8951	53,4	689,4757	35	620,5281	577	628,2	312,7	6,163	0,00624	46,5	18,6	922,1

Anexo 12. Datos obtenidos el 20 de diciembre del 2018

HORA	Baja				Alta				Valores Calculados					Valores Medidos		
	Gas		Líquido		Gas		Líquido		h1 [kJ·kg ⁻¹]	h2 [kJ·kg ⁻¹]	h3 [kJ·kg ⁻¹]	COP	m [kg·s ⁻¹]	Tagua [°C]	Tamb [°C]	Rad [W·m ⁻²]
	T1 [°C]	P1 [kPa]	T4 [°C]	P4 [kPa]	T2 [°C]	P2 [kPa]	T3 [°C]	P3 [kPa]								
12:00:00	19,4	110,3161	13,8	110,3161	35,6	344,73785	23,8	275,79028	589,1	608,1	240,1	14,410	0,003056	20,6	21,9	523
12:05:00	18	110,3161	10,8	110,3161	39,6	413,68542	25,2	344,73785	586,8	612,7	258,1	13,690	0,003679	21,4	22,1	527,8
12:10:00	18,6	117,2109	10,9	117,2109	42,5	413,68542	27	344,73785	587,5	618,2	258,1	11,760	0,003631	24	22,4	524,2
12:15:00	19,2	117,2109	11,5	117,2109	45,2	482,63299	29,3	413,68542	588,5	620,5	273,8	10,830	0,00427	25,6	22,7	520,1
12:20:00	19,4	137,8951	10,9	137,8951	47,7	482,63299	31,2	413,68542	588	625,3	273,8	9,423	0,004221	27,9	22,9	549,3
12:25:00	19,2	137,8951	11,5	137,8951	49,5	482,63299	33	413,68542	587,7	628,8	273,8	8,637	0,004187	29,9	23,1	559,2
12:30:00	14,4	137,8951	12,2	137,8951	52,3	482,63299	35,1	413,68542	579,7	634,2	273,8	6,607	0,004136	31,9	23,1	567
12:35:00	18,3	137,8951	12,9	137,8951	53,5	551,58056	36,7	482,63299	586,2	634	287,9	7,244	0,00479	34,2	23,2	658,6
12:40:00	13,6	137,8951	7,4	137,8951	37,8	551,58056	23,6	482,63299	578,3	631,4	287,9	6,123	0,00499	35,5	20,2	727,2
12:45:00	12	137,8951	7,6	137,8951	40,9	620,52813	26,2	551,58056	575,7	629,4	300,8	5,540	0,004894	38,1	20,4	744
12:50:00	11	137,8951	9,1	137,8951	42,4	620,52813	28,1	551,58056	574	633,2	300,8	5,615	0,004887	38,7	20,3	726,6
12:55:00	9,8	137,8951	9,7	137,8951	45	620,52813	30,2	551,58056	572	629,9	300,8	5,684	0,004973	41,2	20,4	727,7
13:00:00	10,7	137,8951	10,8	137,8951	46,6	620,52813	32	551,58056	573,5	617,4	300,8	7,212	0,005694	41,3	20,4	697,2
13:05:00	11,6	137,8951	11	137,8951	48,6	620,52813	34,6	551,58056	575	621,4	300,8	6,909	0,005634	43,6	20,4	700,2
13:10:00	11,1	144,7899	11,5	144,7899	50,1	689,4757	36,2	620,52813	573,9	623,2	312,7	6,298	0,005847	45,7	20,4	713,2
13:15:00	12,5	151,6847	13	151,6847	51,3	689,4757	38,7	620,52813	575,9	623,9	312,7	6,483	0,006311	46,5	20,4	721,4

Anexo 13. Datos obtenidos el 27 de diciembre del 2018

HORA	Baja				Alta				Valores Calculados					Valores Medidos		
	Gas		Líquido		Gas		Líquido		h1	h2	h3	COP	m	Tagua	Tamb	Rad
	T1 [°C]	P1 [kPa]	T4 [°C]	P4 [kPa]	T2 [°C]	P2 [kPa]	T3 [°C]	P3 [kPa]								
12:00:00	13	75,8423	4.3	75,8423	35.9	344,7379	20.6	275,7903	580	608,7	240,1	12,843	0,003052	20,8	29,4	578,5
12:05:00	13.1	82,7371	4.1	82,7371	37.7	413,6854	21.3	344,7379	579,8	609,2	258,1	11,942	0,003711	22,6	28,3	566,2
12:10:00	10.7	82,7371	2.4	82,7371	40.1	413,6854	22.4	344,7379	575,9	613,7	258,1	9,407	0,00367	23,5	26,9	568,9
12:15:00	7.1	96,5266	3.6	96,5266	41.4	413,6854	23.8	344,7379	569,5	616,1	258,1	7,682	0,003649	23,5	25,7	583,2
12:20:00	9.5	96,5266	7.5	96,5266	43.4	413,6854	26	344,7379	573,4	619,8	258,1	7,795	0,003617	24	24,4	546,4
12:25:00	8.3	103,4214	9.6	103,4214	45.3	482,6330	28.2	413,6854	571,1	620,7	273,8	6,994	0,004268	25,3	22,7	596,1
12:30:00	11	103,4214	9.5	103,4214	46.6	482,6330	30.3	413,6854	575,5	623,2	273,8	7,325	0,004243	27,1	22,1	617,6
12:35:00	8.8	103,4214	9.1	103,4214	47.9	482,6330	31.8	413,6854	571,9	625,7	273,8	6,541	0,004218	30,9	22	608,3
12:40:00	11.3	103,4214	10.9	103,4214	50.4	482,6330	35.5	413,6854	576	630,5	273,8	6,545	0,00417	32,9	21,1	669,9
12:45:00	10.6	103,4214	10.3	103,4214	50.3	551,5806	35.4	482,6330	574,9	630,3	287,9	6,181	0,004172	34,4	21,2	666,1
12:50:00	15.2	110,3161	6.9	110,3161	41.3	551,5806	27.8	482,6330	582,1	630,4	287,9	7,091	0,004189	34,4	20,8	524,7
12:55:00	13.6	117,2109	6.9	117,2109	42.9	551,5806	28.8	482,6330	579,2	633,2	287,9	6,394	0,005043	34,7	20,7	367,3
13:00:00	12.6	117,2109	8	117,2109	45.1	620,5281	31.2	551,5806	571,8	630,2	300,8	5,640	0,005187	37,4	20,4	849,9
13:05:00	9.3	124,1056	8,9	124,1056	47	620,5281	32.8	551,5806	572	618,2	300,8	6,870	0,005682	37,7	20,2	517,6
13:10:00	10.6	131,0004	9.6	131,0004	48.1	620,5281	33.5	551,5806	573,7	620,4	300,8	6,844	0,005649	39,9	20	858,8
13:15:00	9.8	137,8951	9.4	137,8951	49	620,5281	34.1	551,5806	572	622,2	300,8	6,402	0,005623	42,2	19,9	337,4

Anexo 14. Datos obtenidos el 29 de diciembre del 2018

HORA	Baja				Alta				Valores Calculados					Valores Medidos		
	Gas		Líquido		Gas		Líquido									
	T1 [°C]	P1 [kPa]	T4 [°C]	P4 [kPa]	T2 [°C]	P2 [kPa]	T3 [°C]	P3 [kPa]	h1 [kJ·kg ⁻¹]	h2 [kJ·kg ⁻¹]	h3 [kJ·kg ⁻¹]	COP	m [kg·s ⁻¹]	Tagua [°C]	Tamb [°C]	Rad [W·m ⁻²]
12:00:00	20.2	89,6318	22.1	89,6318	38.5	344,7379	32.3	275,7903	591,3	613,4	240,1	14,890	0,003018	20,1	21,4	565,3
12:05:00	13.5	96,5266	8.8	96,5266	32.3	413,6854	21.3	344,7379	579,9	599,1	258,1	14,760	0,003807	21,1	21,5	576,6
12:10:00	12.6	103,4214	6.8	103,4214	36.5	413,6854	21.9	344,7379	578,1	606,9	258,1	12,111	0,003732	24	21,8	575,6
12:15:00	13.7	103,4214	7.5	103,4214	39	482,6330	24.3	413,6854	580	608,7	273,8	11,669	0,004399	27,6	21,8	587,8
12:20:00	11.1	103,4214	7.4	103,4214	40.6	482,6330	25.2	413,6854	575,7	611,7	273,8	9,386	0,004364	31,3	21,9	592,1
12:25:00	11.3	103,4214	8.9	103,4214	43.6	482,6330	27.4	413,6854	576	617,5	273,8	8,282	0,004302	34,1	21,8	602,9
12:30:00	10.3	110,3161	6.6	110,3161	44.2	551,5806	28.4	482,6330	574,1	615,7	287,9	7,880	0,00501	36,1	21,5	611,4
12:35:00	7.1	110,3161	6	110,3161	45.1	551,5806	28.6	482,6330	568,9	617,5	287,9	6,782	0,004987	38	21,5	616,1
12:40:00	7.4	110,3161	5.3	110,3161	46.4	620,5281	30.2	551,5806	569,3	617	300,8	6,629	0,0057	38,4	21,4	628,5
12:45:00	5.7	117,2109	5.7	117,2109	47.7	620,5281	31.3	551,5806	566,3	619,6	300,8	5,981	0,005661	40	21,2	630
12:50:00	8.7	131,0004	9.4	131,0004	49.3	620,5281	34.1	551,5806	570,5	622,8	300,8	6,157	0,005614	40,9	21,2	615
12:55:00	9.2	137,8951	9.3	137,8951	49.5	620,5281	35.4	551,5806	571	623,2	300,8	6,176	0,005608	41,9	21,1	802,2
13:00:00	9	137,8951	10.3	137,8951	49.3	620,5281	36.3	551,5806	570,7	622,8	300,8	6,180	0,005614	43	21,2	384,6
13:05:00	13.3	137,8951	11.5	137,8951	47.4	620,5281	35.6	551,5806	577,8	619	300,8	7,723	0,00567	43,4	21,2	686,4
13:10:00	11.8	137,8951	12.6	137,8951	48.9	689,4757	35.7	620,5281	575,3	620,1	312,7	6,862	0,00584	44,5	22,1	915,2
13:15:00	13.7	172,3689	14.5	172,3689	50.2	689,4757	40	689,4757	576,6	623,5	323,8	6,390	0,00578	45	22,5	678,5

Anexo 15. Nomenclatura

L : Longitud; [m]

r_1 : Radio interior; [m]

r_2 : Radio exterior; [m]

Q : Calor; [W]

A : Área del colector evaporador; [m²]

R : Resistencia térmica

T : Temperatura; [°C]

f : Factor de fricción de Darcy Weisbach

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección; [W·m⁻²·K⁻¹]

h_{co} : Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante; [W·m⁻²·K⁻¹]

Re : Reynolds

Pr : Prandtl

μ : Viscosidad dinámica [kg·m⁻¹·s⁻¹]

D_h : Diámetro hidráulico; [m]

ν : Viscosidad cinemática; [kg·m⁻¹·s⁻¹]

g : Gravedad; [m·s⁻²]

G : Irradiación; [W·m⁻²]

I : Radiación; [W·m⁻²]

A_i : Radiación incidente; [W·m⁻²]

\dot{m} : Flujo másico; [kg·s⁻¹]

C_p : Calor específico del refrigerante; [J·kg⁻¹·K⁻¹]

\dot{Q}_u : Ganancia útil [W]

U_L : Coeficiente general de pérdida de calor; [W·m⁻²·K⁻¹]

u_w : Velocidad del viento; [m·s⁻¹]

F' : Hottel Whilliar Bliss el factor de eficiencia

W : Distancia entre tubos; [m]

η_v : Eficiencia volumétrica.

U_{co} : Transferencia de calor general del condensador; [W·m⁻²·K⁻¹]

S : Espiras del condensador; [m]

$LMTD$: Diferencia de temperatura media logarítmica del evaporador; [°C]

D_{log} : Diferencia de temperatura media logarítmica; [°F]

V : volumen; [l]
 k : Conductividad térmica; [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
 q_1 : Efecto refrigerante; [$BTU \cdot lb^{-1}$]
 V_o : Volumen inicial; [l]
 Q_3 : Calor evacuado en el condensador; [$BTU \cdot min^{-1} \cdot Ton^{-1}$]
 q_2 : Calor de compresión; [$BTU \cdot lb^{-1}$]
 Q_2 : Calor de compresión; [$BTU \cdot min^{-1} \cdot Ton^{-1}$]
 w : Trabajo mecánico de compresión; [$ft \cdot lbf \cdot lb^{-1}$]
 q_3 : Calor evacuado por el condensador; [$BTU \cdot lb^{-1}$]
 m : Masa del refrigerante; [lbm]
 cfm : Caudal del refrigerante; [$ft^3 \cdot Ton^{-1} \cdot min^{-1}$]
 P : Potencia teórica; [$watt$]
 V_p : Desplazamiento del compresor; [$ft^3 \cdot min^{-1}$]
 f_i : Factor de conductancia de la película de la superficie interior; [$Btu \cdot h^{-1} \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$]
 f_o : Factor de conductancia de la película de la superficie externa; [$Btu \cdot h^{-1} \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$]
 T_e : Temperatura del aire que llega al serpentín; [$^\circ C$]
 T_l : Temperatura del aire que sale del serpentín; [$^\circ C$]
 T_r : Temperatura del refrigerante en la tubería; [$^\circ C$]
 FNE : Flujo neto efectivo
 I_0 : Inversión inicial
 PR : Periodo de recuperación; [$años$]
 NA : Número de años presentes en el flujo negativo; [$años$]
 FA : Flujo acumulado de NA ; [USD]
 F_{A+1} : Flujo acumulado siguiente a NA ; [USD]

Símbolos Griegos

ρ : Reflectancia del suelo
 β : Ángulo de inclinación
 δ : Ángulos de declinación
 ϕ : Latitud
 ε : Emisión hemisférica
 α : Coeficiente de absorción.
 σ : Constante de Stefan Boltzman; [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$]

Subíndices

s: Superficie

T: Total

b: Directa

d: Difusa

coll: Colector -evaporador

p: Placa

a: Ambiente

e: Evaporador

i: Inicial

f: Final

x: periodos

Z: número de periodos

in:Tasa de interés exigido a la inversión

Anexo 16. Datos de temperatura interna del fluido

Prueba	CÁLCULOS INTERNOS CON R600a											CALCULOS EXTERNOS CON AIRE				
	T12 [°C]	P12 [kPa]	\dot{m} [kg·s ⁻¹]	V [m·s ⁻¹]	Ac [m ²]	ρ_{int} [kg·m ⁻³]	Re	Nu	ν [m ² ·s ⁻¹]	u [kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]	h_{int} [W·m ² ·K]	P12 [kPa]	T1 [°C]	ρ_{aire} [kg·m ⁻³]	ν [m ² ·s ⁻¹]	u [kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]
1	15.1	103.42	2.136·10 ⁻⁵	0.167	4.95·10 ⁻⁶	2.586	470.87	2.83	2.816·10 ⁻⁶	7.282·10 ⁻⁶	5.66	103.42	16.3	1.245	1.452·10 ⁻⁵	1.808·10 ⁻⁵
2	15	68.94	1.414·10 ⁻⁵	0.167	4.95·10 ⁻⁶	1.707	312.21	2.02	4.247·10 ⁻⁶	7.251·10 ⁻⁶	4.05	68.94	18.8	0.8236	2.207·10 ⁻⁵	1.818·10 ⁻⁵
3	18.7	131	2.7·10 ⁻⁵	0.167	4.95·10 ⁻⁶	3.259	584.90	6.91	2.267·10 ⁻⁶	7.391·10 ⁻⁶	6.91	131	21.5	1.549	1.182·10 ⁻⁵	1.832·10 ⁻⁵
4	18	137.89	2.848·10 ⁻⁵	0.166	4.95·10 ⁻⁶	3.447	615.90	3.52	2.14·10 ⁻⁶	7.38·10 ⁻⁶	7.18	137.89	22.1	1.627	1.127·10 ⁻⁵	1.835·10 ⁻⁵
5	13.1	82.737	1.71·10 ⁻⁵	0.167	4.95·10 ⁻⁶	2.072	380.8	2.38	3.482·10 ⁻⁶	7.216·10 ⁻⁶	4.70	87.737	10.5	1.016	1.751·10 ⁻⁵	1.78·10 ⁻⁵
6	15.2	103.42	2.142·10 ⁻⁵	0.167	4.95·10 ⁻⁶	2.585	470.70	2.83	2.817·10 ⁻⁶	7.284·10 ⁻⁶	5.67	103.42	16.7	1.243	1.456·10 ⁻⁵	·10 ⁻⁵

Anexo 17. Datos de temperatura interna del fluido (continuación)

Prueba	CALCULOS EXTERNOS CON AIRE				FLUJOS DE CALOR					RESISTENCIAS TERMICAS					TEMPERATURA	
	Re	Nu	h_{ext} [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	k [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	Q_{inc} [W]	Q_{cv} [W]	Q_{rad} [W]	Q_{pvg} [W]	Q_u [W]	R_{cd} [K·W ⁻¹]	R_{cv1} [K·W ⁻¹]	R_{cv2} [K·W ⁻¹]	R_{T1} [K·W ⁻¹]	R_{T2} [K·W ⁻¹]	$T_{int\ tubo}$ [°C]	$T_{int\ fluido}$ [°C]
1	1093.6	16.94	53	0.0159	644.75	337	1.07	338.7	983.45	9.14·10 ⁻⁵	0.0157	0.89	0.0157	0.905	25.53	900
2	791.48	14.394	45.37	0.0250	661.05	38.11	0.14	38.25	699.3	9.14·10 ⁻⁵	0.0183	1.23	0.0183	1.25	22.86	884.12
3	1343.4	19.13	60.83	0.0252	459.34	65.69	0.186	65.876	393.464	9.14·10 ⁻⁵	0.0136	0.723	0.0136	0.736	15.35	299.58
4	3099.9	28.921	92.11	0.0252	580.32	110.53	2.04·10 ⁻⁴	110.53	469.78	9.14·10 ⁻⁵	0.0090	1.425	0.0091	1.434	14.28	683.67
5	906.91	15.426	47.46	0.0244	209.27	580.91	5.98	586.89	796.164	9.14·10 ⁻⁵	0.0175	1.071	0.0176	1.088	24.01	876.22
6	1090.6	16.92	53	0.0248	449.74	389.23	1.03	388.19	838.88	9.14·10 ⁻⁵	0.0157	0.888	0.0157	0.904	23.24	768.40

REFERENCIAS

- [1] F. Z. d. Ecuador, «Fundación zoológica del Ecuador,» ALPZA Asociación Latinoamericana de Parques Zoológicos y Acuarios, 18 Agosto 1997. [En línea]. Available: <http://www.quitozoo.org/index.php/zoo/ecosistemas>. [Último acceso: 22 Abril 2018].
- [2] ClimaTecnoyMas, «Clima, Medio Ambiente y Tecnología,» ONG, 23 Julio 2013. [En línea]. Available: <http://www.elclima-enelmundo.com/2013/07/paises-biodiversidad.html>. [Último acceso: 22 Abril 2018].
- [3] Ambientalista, «ContaminacionAmbiental.net,» 29 Agosto 2017. [En línea]. Available: <https://contaminacionambiental.net/contaminacion-ambiental/>. [Último acceso: 22 Abril 2018].
- [4] J. Pérez Porto y A. Gardey, «definicion.de,» WordPress, 2015. [En línea]. Available: <https://definicion.de/refrigerante/>. [Último acceso: 22 Abril 2018].
- [5] B. J. Cardoso, F. B. Lamas, A. R. Gaspar y J. B. Ribeiro, «Refrigerants used in the Portuguese Food Industry: Current Status,» *International Journal of refrigeration*, vol. 53, p. 35, 2015.
- [6] S. Wang y C. G.M., «Experimental research on the performance of the diffusion absorption refrigerator with mixed fluoride refrigerants,» *Experimental research on the performance of the diffusion absorption refrigerator with mixed fluoride refrigerants*, vol. 81, pp. 50-59, 2017.
- [7] A. Kundu , R. Kumar y A. Gupta , «Evaporative heat transfer of R134a and R407C inside a smooth tube with different inclinations,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 76, pp. 523-526-527-528, 2014.
- [8] C. Guo, J. Wang, X. Du y L. Yang , «Experimental flow boiling characteristics of R134a/R245fa mixture inside smooth horizontal tube,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 901-902, 2016.
- [9] L. Bunea, B. Perers, S. Eicher, C. Hildbrand y J. Bony, «Mathematical modelling of unglazed solar collectors under extreme operating conditions,» *Science Direct*, vol. 118, pp. 547-561, 2015.
- [10] X. Kong, D. Zhang, Y. Li y M. Yang, «Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater.,» *Energy*, pp. 6830-6831, 2011.
- [11] X. Kong, P. Sun, Y. Li, K. Jiang y S. Dong , «Experimental studies of a variable capacity direct-expansion solar-assisted heat pump water heater in autumn and winter conditions.,» *Solar Energy*, vol. 170, pp. 352-353, 2018.
- [12] IDEALS, «Adiabatic Developing Two-Phase Refrigerant,» 22 Enero 2004. [En línea]. Available: <https://www.ideals.illinois.edu/bitstream/handle/2142/12316/TR225.pdf?...2>. [Último acceso: 22 Abril 2018].

- [13] N. Kattan, J. Thome y D. Favrat , «Flow boiling in horizontal tubes: Part 1- Development of a diabatic,» *Journal of Heat Transfer*, vol. 120, pp. 140-147, 1998.
- [14] E. Pitton, P. Ciandri, M. Margarone y P. Andreussi, «An experimental study of stratified–dispersed flow in horizontal pipes,» *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 67, pp. 92-103, 2014.
- [15] D. Ramin, R. Mohan, O. Shoham y G. Kouba, «Critical sand deposition velocity for gas-liquid stratified flow in horizontal pipes,» *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, vol. 33, pp. 527-537, 2016.
- [16] R. F. Peñarreta Tutillo, «Repositorio de Universidad Central del Ecuador,» 9 14 2012. [En línea]. Available: <http://www.dspace.uce.edu.ec/bitstream/25000/383/1/T-UCE-0012-122.pdf>. [Último acceso: 30 07 2018].
- [17] A. Maestu Cañizales , «Repositorio Universidad Simón Bolívar,» 15 08 2003. [En línea]. Available: <http://159.90.80.55/tesis/000088314.pdf>. [Último acceso: 31 06 2018].
- [18] A. Taehwan, M. Jeongmin, B. Bae, J. Jeong y B. Bae, «An empirical model of the wetted wall fraction in separated flows of horizontal and inclined pipes,» *Chemical Engineering Science*, vol. 178, pp. 260-272, 2018.
- [19] E. Nsefik y L. Lao, «Gas-liquid flow regimes in horizontal annulus,» *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 175, pp. 573-586, 2019.
- [20] J. A. Colmenares Diaz , «Repositorio de la Universidad Simón Bolívar,» 20 06 2001. [En línea]. Available: <http://159.90.80.55/tesis/000077322.pdf>. [Último acceso: 01 07 2018].
- [21] Y. Baghernejad, N. Morteza Behbahani y S. M. Hashem Zadeh, «Effect of pipe rotation on flow pattern and pressure drop of horizontal two-phase flow,» *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 11, pp. 101-111, 2019.
- [22] T. Tram Tran, B. Jae Kim y H. Sik Park, «Study on bubble and liquid velocities in an area-varying horizontal channel,» *Annals of Nuclear Energy*, vol. 118, pp. 170-177, 2018.
- [23] F. Dong, H. Gao, W. Liu y C. Tan, «Horizontal oil-water two-phase dispersed flow velocity profile study by ultrasonic doppler method,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 102, pp. 357-367, 2019.
- [24] B. Dehkordi, A. Azdarpour y E. Mohammadian, «The hydrodynamic behavior of high viscous oil-water flow through horizontal pipe undergoing sudden expansion—CFD study and experimental validation,» *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 139, pp. 144-161, 2018.
- [25] L. Cheng y D. Mewes , «Review of two-phase flow and flow boiling of mixtures,» *International Journal of Multiphase Flow* , vol. 36, p. 184, 2006.
- [26] R. Shah , «Classification of heat exchangers.,» *Hemisphere Publishing Corp*, pp. 9-46.

- [27] S. Mehendale , A. Jacobi y R. Ahah, «Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat,» *Appl. Mech. Rev.* , vol. 53, pp. 175-193.
- [28] S. Kandlikar , «Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels.,» *Exp. Therm. Fluid Sci*, vol. 26, pp. 38-47, 2002.
- [29] A. Kuriyama y N. Abe, «Ex-post assessment of the Kyoto Protocol quantification of CO2 mitigation impact in both Annex B and non Annex B countries,» *Applied Energy*, vol. 220, pp. 286-295, 2018.
- [30] K. Raubenheimer y A. McIlgorm, «Is the Montreal Protocol a model that can help solve the global marine plastic debris problem?,» *Marine Policy*, vol. 81, pp. 322-329, 2017.
- [31] C. Choudhari y S. Sapali , «Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as aSubstitute to R22 in refrigeration Systems.,» *Energy Procedia* , pp. 346-352, 2017.
- [32] C. Crincoli Rondón , «Refrigerantes hidrocarburos como alternativa para los sistemas de refrigeración,» 2014.
- [33] K. Harby, « Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenatedrefrigerants: An updated overview,» *Elsevier - Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 73, pp. 1247-1264, 2017.
- [34] S. Daly, «Air-conditioning electrical and electronic control,» *Automotive Air Conditioning and Climate Control Systems*, 2006.
- [35] Y. Cengel y A. Boles, *Termodinámica*, México : McGraw-Hill Interamericana, 2006.
- [36] P. Spedding y D. Spence, «Flow regimes in two-phase gas-liquid flow,» *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 19, pp. 245-280, 1993.
- [37] J. O. McCaslin y O. Desjardins, «Numerical investigation of gravitational effects in horizontal annular liquid–gas flow,» *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 67, pp. 88-105, 2014.
- [38] D. Barnea, O. Shoham y Y. Taitel, «Flow pattern transition for gas-liquid flow in horizontal and inclined pipes. Comparison of experimental data with theory,» *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 6, pp. 217-225, 1980.
- [39] D. Barnea y O. Shoham, «Flow pattern transition for gas-liquid flow in horizontal and inclined pipes. Comparison of experimental data with theory,» *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 6, pp. 217-225, 1980.
- [40] A. Martinez, «Prezi, Flujo bifasico,» 23 Mayo 2016. [En línea]. Available: <https://prezi.com/fzvhiur6dcnr/flujo-bifasico/>. [Último acceso: 17 Abril 2018].
- [41] X. Shuxue, R. Ding, N. Jianhui y M. Guoyuan, «Investigation of air-source heat pump using heat pipes as heat radiator étude d'une pompe à chaleur

- aérothermique utilisant des caloducs comme radiateur thermique,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 90, pp. 91-98, 2018.
- [42] F. Afshari, O. Comakli, S. Karago y H. G. Zavaragh, «A thermodynamic comparison between heat pump and refrigeration device using several refrigerants,» *Energy and Buildings*, vol. 168, pp. 272-283, 2018.
- [43] M. Sayegh y P. Jadwiszczak, «Heat pump placement, connection and operational modes in European district heating,» *Energy and Buildings*, vol. 166, pp. 122-144, 2018.
- [44] X. Shuxue, D. Ruochen, J. Jianhui y G. Ma, «Investigation of air-source heat pump using heat pipes as heat radiator étude d'une pompe à chaleur aérothermique utilisant des caloducs comme radiateur thermique,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 90, pp. 91-98, 2018.
- [45] F. J. Rey Martínez y E. Velasco Gómez, *Bombas de Calor y Energías Revobables en edificios*, Madrid: Paraninfo, 2005.
- [46] L. Olmedo y T. Otavalo, «Repositorio Universidad Politécnica Salesiana,» 15 Febrero 2018. [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/15219>. [Último acceso: 3 Julio 2018].
- [47] E. H. Reda Hassanien, M. Li y T. Yilian, «The evacuated tube solar collector assisted heat pump for heating greenhouses,» *Energy and Buildings*, vol. 169, pp. 305-318, 2018.
- [48] X. Hzen, Z. Yanzen y J. Tiranth, «Experimental investigation on a solar assisted heat pump desalination system with humidification-dehumidification,» *Desalination*, vol. 437, pp. 89-99, 2018.
- [49] C. Tzivanidis y B. Evangelos, «Energetic and financial sustainability of solar assisted heat pump heating systems in Europe,» *Sustainable Cities and Society*, vol. 33, pp. 70-84, 2017.
- [50] A. I. Simbaña Gallardo y V. E. Toaqiza Tipantuña, «Diseño y Construcción de una bomba de calor asistida por energía solar utilizada para el calentamiento de agua con una capacidad de 60 l/día,» 12 Enero 2018. [En línea]. Available: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/14974>. [Último acceso: 20 Febrero 2019].
- [51] P. Omojaro y C. Breitkopf, «Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research.,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 34-35, 2013.
- [52] P. Sporn y E. Ambrose, «Proceedings of the World Symposium on Applied Solar Energy,» *The heat pump and solar energy*, pp. 1-5, 1955.
- [53] L. Sarbu y C. Sebarchievici, «Chapter 4 - Types of Compressors and Heat Pumps,» *Ground-Source Heat Pumps Fundamentals, Experiments and Applications.*, p. 48, 2016.
- [54] IMFIA, «Máquinas para fluidos,» 15 Abril 2010. [En línea]. Available: https://www.fing.edu.uy/imfia/cursos/maq_flu_1/teorico/8-Compresores.2010.pdf. [Último acceso: 22 Agosto 2018].

- [55] A. Dahlan , M. Nasib y A. Aziz, «Performance of a Variable Speed of the Split Unit Air Conditioning System using Fuzzy Logic Controller,» *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists*, vol. 1, pp. 13-20, 2015.
- [56] L. Olmedo y T. Otavalo, «Repositorio Universidad Politécnica Salesiana,» 15 Febrero 2018. [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/15219>. [Último acceso: 3 Julio 2018].
- [57] R. Lazzarin y M. Noro, «Experimental comparison of electronic and thermostatic expansion valves performances in an air conditioning plant comparaison expérimentale des performances des détendeurs électroniques et thermostatiques dans une installation de conditionnement d'air,» *Internal Journal of Refrigeration*, vol. 31, pp. 113-118, 2008.
- [58] Z. Gao, «The Impact of thermostatic expansion valve heating on the performance of air-source heat pumps in heating mode,» *Energy Conversion and Management*, vol. 51, pp. 732-739, 2010.
- [59] R. Dominguez , «Ingeniería Energética General,» 15 Febrero 2013. [En línea]. Available: http://www.energianow.com/Articulos/valvula_expansion.pdf. [Último acceso: 31 Mayo 2018].
- [60] Danfoss, «Valvulas de expansión,» [En línea]. Available: http://www.indubel.com.ar/pdf/repuestos/valvulas_filtros_controles/danfoss/valvulas-expansion.pdf. [Último acceso: 31 05 2018].
- [61] R. Dossat , Principles of refrigeration, Tokyo,Japan: Toppan Company ,LTD, 1961.
- [62] I. Eames, A. Milazzo y G. Maidment , «Modelling thermostatic expansion valves,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 38, pp. 191-192, 2014.
- [63] F. Hundy, R. Trott y C. Welch, «Expansion Valves,» *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*, pp. 139-140, 2016.
- [64] SC Super Controls S.A., «Valvulas de expansion electronicas,» 12 Junio 2016. [En línea]. Available: http://www.supercontrols.com.ar/_pdf/EEV.pdf. [Último acceso: 21 Agosto 2018].
- [65] ventas@frigopack.com, «FrigoPack,» Global Headquarter, 23 Julio 2017. [En línea]. Available: <https://www.frigopack.com/FichaArticulo~x~Valvula-de-expansion-electronica-modelo-EX2M00~IDArticulo~3809.html>. [Último acceso: 18 Octubre 2018].
- [66] M. Jowzi, F. Veysi y G. Sadeghi, «Novel experimental approaches to investigate distribution of solar insolation around the tubes in evacuated tube solar collectors,» *Renewable Energy*, vol. 127, pp. 724-732, 2018.
- [67] S. Kumar, M. Kumar y S. Kumar, «Design of Evacuated Tube Solar Collector with Heat Pipe,» *Materials today: Proceedings*, vol. 4, nº 14, pp. 12641-12646, 2017.

- [68] K. Chopra, V. Tyagi, A. Pandey y A. Sari, «Global advancement on experimental and thermal analysis of evacuated tube collector with and without heat pipe systems and possible applications,» *Applied Energy*, vol. 228, pp. 351-389, 2018.
- [69] S. Mekhilef y O. Mahian, «Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 51, pp. 1038-1054, 2015.
- [70] S. Kalogirou , «Solar Energy Engineering,» de *Heat losses from unglazed collectors*, Amsterdam, 2014, pp. 178-179.
- [71] A. Z. Hafez, A. M. Attia y A. El Kousy, «Design analysis of solar parabolic trough thermal collectors,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 82, n° 1, pp. 1215-1260, 2018.
- [72] L. Salgado Conrado, A. Rodriguez Pullido y G. Calderon, «Thermal performance of parabolic trough solar collectors,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 67, pp. 1345-1359, 2017.
- [73] H. Jamali, «Investigation and review of mirrors reflectance in parabolic trough solar collectors (PTSCs),» *Energy Reports*, vol. 5, pp. 145-158, 2019.
- [74] A. Kumar Tripathy, S. Ray, S. Sahoo y S. Chakrabarty, «Structural analysis of absorber tube used in parabolic trough solar collector and effect of materials on its bending: A computational study,» *Solar Energy*, vol. 163, pp. 471-485, 2018.
- [75] S. Huang, X. Zhao, W. Yuan, J. Ji y F. Zhou, «Study on the PCM flat-plate solar collector system with antifreeze characteristics,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 129, pp. 357-366, 2019.
- [76] M. Carmona y M. Palacio, «Thermal modelling of a flat plate solar collector with latent heat storage validated with experimental data in outdoor conditions,» *Solar Energy*, vol. 177, pp. 620-633, 2019.
- [77] R. Moss, S. Shire, P. Henshall, F. Arya, P. Eames y T. Hyde, «Performance of evacuated flat plate solar thermal collectors,» *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 8, pp. 296-306, 2018.
- [78] V. Villavicencio, «Metadatos,» Portal Huarpe, 19 Octubre 2017. [En línea]. Available: <http://www.portalhuarpe.com/Medhime20/Talleres/TALLERES%20CUIM/Taller%2011/T1104ColectoresSolaresPLANos/Navegable/index.html>. [Último acceso: 10 Noviembre 2018].
- [79] O. Garcia Valladares, «UNAM,» Instituto de energias renovables UNAM, 4 Abril 2017. [En línea]. Available: http://www.fordecyt.ier.unam.mx/html/termosolar_planta_deshidratadora_chile_2.html. [Último acceso: 10 Noviembre 2018].
- [80] M. Servantes, «EnergyManagement,» IMMOSOLAR, 20 Julio 2009. [En línea]. Available: <http://idaes.es/empresa/energias-renovables/immosolar-energymanagement>. [Último acceso: 10 Noviembre 2018].

- [81] L. y. Chen, Y. Li, F. m. Shen y R. Xue, «General Temperature Computational Method of Linear Heat Conduction Multilayer Cylinder,» *Journal of Iron and Steel Research, International*, vol. 17, pp. 33-37, 2010.
- [82] A. Cancino, «Síntesis de transferencia de calor,» 21 Septiembre 2015. [En línea]. Available: https://www.academia.edu/16213949/Sintesis_de_transferencia_de_calor. [Último acceso: 20 Febrero 2019].
- [83] X. Tian y L. Wang, «Heat conduction in cylinders: Entropy generation and mathematical inequalities,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 121, pp. 1137-1145, 2018.
- [84] M. Karlekar y M. Desmond , *Transferencia de calor*, Mexico: Mc Graw Hill, 1985.
- [85] A. B. Gamara Miranda, «Multi Language Documents,» 06 Diciembre 2015. [En línea]. Available: <https://documents.tips/documents/conduccion-en-estado-estacionario-una-dimencion.html>. [Último acceso: 20 Febrero 2019].
- [86] «Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa,» 12 Diciembre 2016. [En línea]. Available: <http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/3241/MCbemana03.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. [Último acceso: 20 Febrero 2019].
- [87] Y. Cengel y A. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*, Mexico: Mc Graw Hill, 2011.
- [88] A. Chapman , *transmisión del calor*, Madrid : Bellisco , 1984.
- [89] J. Asadi, P. Amani, M. Amani, A. Kasaeian y M. Bahiraei, «Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of absorption cooling system driven by various solar collectors,» *Energy Conversion and Management*, n° 173, pp. 715-727, 2018.
- [90] J. Duffie y W. Beckman, «Solar Engineering of Thermal Processes,» de *ABSORBED SOLAR RADIATION*, Canada, 2013, pp. 219-220.
- [91] P. I. Cooper, «PVEDUCATION.ORG,» © 2018 PVEducation All rights reserved., 14 Septiembre 1969. [En línea]. Available: <https://www.pveducation.org/es/node/805>. [Último acceso: 16 Octubre 2018].
- [92] J. Ajbarbero, «Previa UCLM,» 3 Noviembre 2016. [En línea]. Available: <https://previa.uclm.es/profesorado/ajbarbero/FAA/Solar%20termica3.pdf>. [Último acceso: 16 Octubre 2018].
- [93] G. Morrison y D. Gilliaert, «Unglazed Solar Collector Performance Characteristics,» *Solar Energy*, vol. 114, pp. 194-195, 1992.
- [94] Y. Kuang, K. Sumathy y R. Wang, «Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water,» *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH*, n° 839, pp. 531-548, 2003.
- [95] Miniparc, «Danfoss Engineering tomorrow,» Madrid Group Global, 20 Diciembre 2018. [En línea]. Available: <http://products.danfoss.es/productrange/list/commercialcompressors/compr>

- essors-for-refrigeration/danfoss-light-commercial-reciprocating-refrigeration-compressors/bd-direct-current-compressors/r134a-10-45v-dc/#/. [Último acceso: 06 Enero 2019].
- [96] E. Díaz , «Formacion profesional especifica,» 12 Enero 2015. [En línea]. Available: http://www.cifplalaboral.es/ckfinder/userfiles/files/Carga_de_refrigerante.pdf. [Último acceso: 30 Agosto 2018].
- [97] H. Fallahsohi, C. Changenet , S. Placé, C. Ligeret y X. Lin-Shi, «Predictive functional control of an expansion valve for minimizing the superheat of an evaporator,» *International Journal of Refrigeration* , p. 410, 20120.
- [98] Frionline, «Refrigeracion y aire acondicionado para el profesional,» 2 Mayo 2015. [En línea]. Available: <https://frionline.net/inicio.html>. [Último acceso: 31 Agosto 2018].
- [99] E. Díaz, «Carga de refrigerante,» [En línea]. Available: http://www.cifplalaboral.es/ckfinder/userfiles/files/Carga_de_refrigerante.pdf. [Último acceso: 19 02 2019].
- [100] C. Fernandez Mora, «CarlosElectricidadyFrio,» Google Sites, 17 Septiembre 2017. [En línea]. Available: <https://sites.google.com/site/carloselectricidadyfrio/gases/diagrama-de-mollier>. [Último acceso: 06 Enero 2019].
- [101] K. Du, J. Li y B. Sunden, «Effects of the cooling configurations layout near the first-stage vane leading edge on the endwall cooling and phantom cooling of the vane suction side surface,» *Internal Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 123, pp. 1021-1034, 2018.
- [102] «Glosarios Especificados,» Google Inc., 23 Agosto 2016. [En línea]. Available: <https://glosarios.servidor-alicante.com/refrigeracion-y-aire-acondicionado/calor-de-compresion>. [Último acceso: 12 Septiembre 2018].
- [103] C. Abagnale, R. Marialto y B. Gargiulo, «Ideal Specific Work of Rotary Compressors: A New Approach,» *Energy Procedia*, vol. 101, pp. 710-717, 2016.
- [104] N. E. Rivera Pazos, *Laboratorio Integral I: Expansión y compresión volumétrica*, Mexico: Instituto Tecnológico de Mexicali, 2015.
- [105] S. Arias Fernández, «Sergio Arias Fernández,» Gooyaabi Templates, 13 Julio 2016. [En línea]. Available: <http://sergioariasfernandez.blogspot.com/2014/05/expansion-termica.html>. [Último acceso: 28 Diciembre 2018].
- [106] H. Zou, C. Li y M. Tang, «Online measuring method and dynamic characteristics of gas kinetic parameters of linear compressor,» *Measurement*, vol. 125, pp. 545-553, 2018.
- [107] X. Li, J. Ren y H. Jiang, «Influence of coolant mass flow rate on the endwall conjugate heat transfer,» *Internal Journal of Thermal Sciences*, vol. 129, pp. 416-425, 2018.

- [108] X. Li, J. Ren y H. Jiang, «Influence of coolant mass flow rate on the endwall conjugate heat transfer,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 129, pp. 416-425, 2018.
- [109] C. Hung-Sun, C. Yung Tseng, K. Shing Yang y S. Kuo Wu, «Investigation of the evacuation pressure on the performance of pulsating heat pipe,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 85, pp. 23-28, 2017.
- [110] X. Li y Z. Wang, «Exergy analysis of integrated TEG and regenerative cooling system for power generation from the scramjet cooling heat,» *Aerospace Science and y*, vol. 66, pp. 12-19, 2017.
- [111] X. You, L. Qui, X. Zhi y C. Duan, «Performance analysis of a linear compressor in a cryocooler,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 141, pp. 659-665, 2018.
- [112] G. Arias, *Refrigeracion Industrial*, Quito: CENADEPRO, 2018.
- [113] W. Nawaz, T. Olewski y L. Vechot, «Assessment and Validation of Evaporation Models for Cryogenic Liquids,» *Process Safety and Environmental Protection*, vol. 13, pp. 145-158, 2018.
- [114] Empresa Electrica Quito, «Pliego tarifario por periodo de consumo vigente,» 2 Enero 2016. [En línea]. Available: https://www.eeq.com.ec:8443/inicio?p_p_id=3&p_p_lifecycle=0&p_p_state=maximized&p_p_mode=view&_3_struts_action=%2Fsearch%2Fsearch&_3_groupId=0&_3_keywords=pliego+tarifario&_3_format=&_3_delta=20&_3_advancedSearch=false&_3_andOperator=true&_3_resetCur=fals. [Último acceso: 10 Enero 2019].
- [115] Instituto nacional de estadísticas y censo., «Informacion Ambiental,» 15 Diciembre 2012. [En línea]. Available: http://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Encuestas_Ambientales/Ambientales2012dic/Presentacion_Comparables_Practicas_Hogares.pdf. [Último acceso: 12 Enero 2019].
- [116] R. Parra, «Factor de emisión de CO2 debido a la generación de electricidad en el Ecuador durante el periodo 2001 - 2014.,» *Avances en Ciencias e Ingenierías*, vol. 7, n° 2, pp. C80-C85, 2015.
- [117] INEC, «Inflación Mensual,» INEC, Quito, 2017.
- [118] C. M. Martinez Stone. [En línea]. Available: <http://www.economia.unam.mx/secss/docs/tesisfe/MartinezSCM/cap4.pdf>. [Último acceso: 15 Enero 2019].
- [119] Universidad Arturo Prat de Chile, «Departamento de Auditoría y Sistemas de Información,» 20 Enero 2011. [En línea]. Available: <http://www.mpuga.com/docencia/Fundamentos%20de%20Finanzas/Van%20y%20Tir%202011.pdf>. [Último acceso: 15 Enero 2019].
- [120] «Ambient Weather,» 14 Septiembre 2015. [En línea]. Available: <https://www.ambientweather.com/amws1002array.html>. [Último acceso: 05 Enero 2019].

- [121] L. Garbai y R. Sánta, «Flow Pattern Map for In Tube Evaporation and Condensation,» *Budapest University of Technology and Economics*, pp. 5-6, 2000.
- [122] H. Mashouf, A. Sarmadian y S. Mohseni, «Visual study of flow patterns during evaporation and condensation of R-600a inside horizontal smooth and helically dimpled tubes,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 1395-1396, 2017.