

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

**CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIEROS MECÁNICOS**

**TEMA:
ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR
UTILIZANDO UN CONDENSADOR CON RECIRCULACIÓN EN UN
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR**

**AUTORES:
ROBINSON DAVID CAIZATOA GUAMBA
CARLOS ANTONIO CHAMORRO MOROCHO**

**TUTOR:
WILLIAM GIOVANNY QUITIAQUEZ SARZOSA**

Quito, agosto del 2019

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Robinson David Caizatoa Guamba con C.I. 1721682282 y Carlos Antonio Chamorro Morocho con C.I. 1720100815, 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: “ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR UTILIZANDO UN CONDENSADOR CON RECIRCULACIÓN EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, 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.



.....
Robinson David Caizatoa Guamba
C.I.: 172168228-2



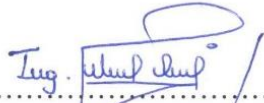
.....
Carlos Antonio Chamorro Morocho
C.I.: 172010081-5

Quito, agosto del 2019

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación: “ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR UTILIZANDO UN CONDENSADOR CON RECIRCULACIÓN EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR”, realizado por Robinson David Caizatoa Guamba y Carlos Antonio Chamorro Morocho, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo de final de titulación.

Quito, agosto del 2019



.....
William Giovanni Quitiaquez Sarzosa
CI: 172160976-4

DEDICATORIA

A mi madre, Ligia Guamba, quien nunca dejo de creer en mi persona, apoyándome en los momentos más difíciles del transcurso de mi formación profesional. Gracias a sus consejos y alientos pude lograr ser un profesional y persona de bien.

A mis hermanos, quienes fomentaron en mí su ejemplo de superación, por ello nunca decaí ante las duras pruebas que se cruzaron en mi formación profesional. A mi tía Sonia Meza, que gracias a su guía y cariño me ayudo a seguir adelante. Dedico, también este Trabajo de Titulación, a una persona muy especial que siempre me apoyo moralmente ante las adversidades.

A mis amigos, y demás familiares que fueron en su momento un gran aporte para poder lograr este objetivo para mi vida profesional.

Robinson

A toda mi familia por estar siempre brindándome el apoyo incondicional, porque los consejos y valores fundamentados por mi madre Rosa Morocho y mi padre Néstor Chamorro sirvieron cada día para poder cumplir con el desarrollo de mi formación profesional; además junto al cariño y confianza brindado por mis hermanos Gabriela y Luis Chamorro Morocho he podido superar los obstáculos de la vida que hoy me permiten ser una mejor persona y profesional que plantea alcanzar nuevas metas.

Un agradecimiento, especial, a la Empresa CQ Construcciones guiada por el señor Manuel Castro y su familia, quienes me brindaron la confianza y la oportunidad de tener una formación profesional y, mediante el trabajo conjunto, buscar mutua superación.

Carlos

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer a la Universidad Politécnica Salesiana por brindarnos la oportunidad de formar parte de ella porque, con su aporte de conocimientos, impartidos a través de sus docentes de gran calidad, formaron personas de bien y buenos profesionales.

Además, un agradecimiento especial al Ingeniero William Quitiaquez MSc., por guiarnos de la mejor manera para ejecutar el presente proyecto de titulación. Gracias a su apoyo y a sus conocimientos logramos culminar una etapa más de nuestra formación profesional. Al gran amigo Isaac Simbaña, quien con su valioso aporte de conocimientos facilitó el desarrollo de este trabajo.

Robinson y Carlos

ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR.....	¡Error! Marcador no definido.
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR¡Error! Marcador no definido.	
DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTO	iv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xii
NOMENCLATURA.....	xiii
RESUMEN.....	xvi
ABSTRACT	xvii
INTRODUCCIÓN	xviii
CAPÍTULO I.....	1
MARCO TEÓRICO SOBRE CONDENSADORES UTILIZADOS EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	1
1.1 Impacto ambiental	1
1.1.1 Demanda energética y afectación al medio ambiente	3
1.2 Convención Marco de Naciones Unidas sobre el cambio climático París 2015	5
1.3 Revisión de la literatura de condensadores utilizados en sistemas de refrigeración.....	7
1.4 Sistemas de refrigeración por compresión de vapor	13
1.4.1 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	14
1.4.2 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor	15
1.4.2.1 Evaporador	15
1.4.2.2 Compresor.....	16
a. Compresor recíprocante de velocidad variable	17
b. Compresor Scroll	18

1.4.2.3	<i>Válvula de expansión</i>	19
a.	Válvula de expansión termostática	19
b.	Válvula de expansión electrónica.....	19
1.5	Refrigerantes	20
1.5.1	Clasificación de los refrigerantes	20
1.6	Condensador	23
1.6.1	Clasificación de los condensadores	24
a.	Condensadores refrigerados por aire	24
b.	Condensadores refrigerados por agua	25
-	Clasificación de condensadores enfriados por agua	25
-	Condensadores de doble tubo.....	25
-	Condensador envolvente y tubo vertical abierto	26
-	Condensador de coraza envolvente y tubos horizontal.....	26
-	Condensador enfriado por el aerosol de agua	27
-	Condensador de coraza envolvente y serpentín.....	28
1.7	Recirculación	32
1.7.1	Sistema de recirculación abierta.....	32
1.7.2	Sistema de recirculación cerrado.....	33
1.7.3	Ventajas de la recirculación de agua	34
1.7.4	Efectos de la recirculación en sistemas de refrigeración	35
1.7.5	Bombas	39
1.7.5.1	<i>Clasificación de bombas</i>	39
a.	Bombas de desplazamiento positivo.....	39
b.	Bombas de energía cinética (dinámica).....	40
1.7.5.2	<i>Influencia de las bombas en sistemas de recirculación</i>	42
1.7.5.3	<i>Bomba Centrífuga</i>	43
1.8	Selección de alternativas	44

1.8.1	Parámetros de evaluación de alternativas	44
1.8.2	Valoración de los parámetros de selección	45
CAPÍTULO II.....		47
ECUACIONES Y PARÁMETROS DE DISEÑO DE UN CONDENSADOR CON RECIRCULACIÓN MEDIANTE EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR		47
2.1	Evaporador.....	47
2.2	Compresor.....	47
2.3	Válvula de expansión	48
2.4	Condensador	48
2.4.1	Calor máximo cedido.....	50
2.4.2	Superficie de transferencia de calor.....	52
2.4.3	Coefficiente global de transferencia de calor	52
2.4.4	Coefficiente convectivo de transferencia de calor.....	53
2.4.5	Número de Prandtl.....	54
2.4.6	Número de Reynolds	55
2.4.8	Diferencia de temperatura media logarítmica	57
2.4.9	Dimensionamiento del serpentín	58
2.5	Efectividad del condensador.....	59
2.6	Coefficiente de rendimiento.....	60
2.7	Bomba centrífuga	60
CAPÍTULO III		62
ANÁLISIS DE RESULTADOS.....		62
3.1	Información de la bomba de calor.....	62
3.2	Pruebas y toma de datos	64
3.3	Análisis de la temperatura del agua	68
3.4	Temperatura de agua vs. radiación.....	70
3.5	Análisis de la calidad de vapor	71

3.6 Análisis flujo másico	73
3.7 Análisis presión de compresor	75
3.8 Análisis del COP	78
3.9 Análisis matemático del condensador	83
3.10 Análisis económico	89
CONCLUSIONES	94
RECOMENDACIONES	96
BIBLIOGRAFÍA	97
ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Emisiones en millones de toneladas de CO ₂ en el Ecuador	2
Figura 2. Emisiones de CO ₂ y consumo energético a nivel mundial.....	3
Figura 3. Progresión de los refrigerantes	4
Figura 4. Cambios de temperaturas y proyecciones	6
Figura 5. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	14
Figura 6. Diagrama Presión Entalpía del CRCV	14
Figura 7. Diagrama P-E para ciclo real de refrigeración por compresión de vapor ..	15
Figura 8. Colector Evaporador que funciona mediante energía solar	16
Figura 9. Alcance del uso de los diferentes tipos de compresores.	17
Figura 10. Esquema de compresor reciprocante.....	18
Figura 11. Partes de compresor tipo scroll.....	18
Figura 12. Partes de la válvula de expansión termostática	19
Figura 13. Esquema de una válvula de expansión electrónica	20
Figura 14. Condensador enfriado por aire.....	25
Figura 15. Condensador enfriado por agua.....	25
Figura 16. Condensador enfriado con agua de doble tubo.....	26
Figura 17. Condensador envolvente y tubo vertical abierto	26
Figura 18. Condensador de coraza envolvente y tubos horizontal	27
Figura 19. Condensador refrigerado por el enfriamiento del aerosol de agua	27
Figura 20. Condensador de coraza envolvente y serpentín vertical	28
Figura 21. Condensador de coraza envolvente y serpentín horizontal	28
Figura 22. Condensador coraza envolvente y serpentín helicoidal de diámetro variable	29
Figura 23. Condensador coraza envolvente espiral plana a) modelo coraza serpentín, b) arreglo espiral plana.....	30
Figura 24. Condensador coraza envolvente y serpentín helicoidal de diámetro constante.....	30
Figura 25. Condensador sumergido y externo de enfriamiento pasivo	31
Figura 26. Diagrama del sistema de recirculación de agua.....	32
Figura 27. Sistema de recirculación abierto	33
Figura 28. Sistema de recirculación cerrado	33
Figura 29. Recirculación de agua en sistemas de refrigeración	36

Figura 30. Efecto del diámetro de la tubería de recirculación en el tiempo de enfriamiento y la recirculación tasa de flujo	37
Figura 31. Ilustración de los regímenes de transferencia de calor y patrones de flujo durante el enfriamiento con recirculación en tuberías horizontales.	37
Figura 32. Ilustración esquemática de los regímenes de transferencia de calor y patrones de flujo durante el enfriamiento con recirculación en tuberías verticales....	38
Figura 33. Clasificación de bombas de desplazamiento positivo	40
Figura 34. Tipos de bombas de energía cinética	41
Figura 35. Bombas para operaciones de producción	42
Figura 36. Bomba centrífuga.....	43
Figura 37. Distribución de la temperatura del fluido de acuerdo a la velocidad de la bomba centrífuga	43
Figura 38. Radiación solar con respecto a las fechas realizadas.	66
Figura 39. Incremento de temperatura del agua sin recirculación.....	68
Figura 40. Incremento de la temperatura del agua con recirculación.	69
Figura 41. Incremento de la temperatura del agua con y sin recirculación.....	69
Figura 42. Temperatura del agua sin recirculación vs. radiación solar.	70
Figura 43. Temperatura del agua con recirculación vs. radiación solar.	71
Figura 44. Variación de la calidad de vapor sin recirculación.	72
Figura 45. Calidad con recirculación vs. tiempo de calentamiento.....	72
Figura 46. Calidad con recirculación y sin recirculación.....	73
Figura 47. Flujo másico sin recirculación vs. Tiempo de calentamiento.....	74
Figura 48. Flujo másico con recirculación vs. Tiempo de calentamiento.....	74
Figura 49. Flujo másico con recirculación y sin recirculación.....	75
Figura 50. Presión de entra y salida del compresor sin recirculación vs. tiempo de calentamiento.....	76
Figura 51. Presión de entra y salida del compresor con recirculación vs. tiempo de calentamiento.....	77
Figura 52. Presión de entra y salida del compresor con recirculación y sin recirculación.	78
Figura 53. COP sin recirculación vs. Temperatura ambiente.	79
Figura 54. COP con recirculación vs. temperatura ambiente.....	79
Figura 55. COP sin recirculación vs. radiación solar.	80
Figura 56. COP con recirculación vs. radiación solar.	81

Figura 57. COP sin recirculación vs. Tiempo de calentamiento.	81
Figura 58. COP con recirculación vs. tiempo de calentamiento.	82
Figura 59. Comparativa de sistema con recirculación y sin recirculación.....	83
Figura 60. Condiciones del condensador.	83
Figura 61. Factor F para un paso de coraza, de dos y múltiplo de dos pasos de tubos	88
Figura 62. Sistemas de calentamiento de agua.	91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Vida útil para algunos de los principales gases de efecto invernadero	2
Tabla 2. Contribución contaminante directa de los refrigerantes	4
Tabla 3. Clasificación de refrigerantes utilizados en SRCV	21
Tabla 4. Parámetros ODP y GWP de los diferentes tipos de refrigerantes	23
Tabla 5. Valoración numérica de parámetros.	45
Tabla 6. Selección de alternativas.	46
Tabla 7. Datos técnicos de la bomba de calor.	63
Tabla 8. Datos técnicos de equipos meteorológicos.	64
Tabla 9. Pruebas de máquina sin recirculación.	66
Tabla 10. Pruebas de maquina con recirculación.	67
Tabla 11. Costo de materiales.	89
Tabla 12. Estructura tarifaria 2019.	90
Tabla 13. Comparativa de valores en sistemas de calentamiento de agua.	93

NOMENCLATURA

\dot{Q}_{ev} : Calor transferido al líquido refrigerante, [W].

\dot{m}_r : Flujo másico del refrigerante, [kg/s].

h_4 : Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador, [kJ/kg].

h_1 : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador, [kJ/kg].

P_{suc} : Presión a la entrada del compresor, [Pa].

P_{des} : Presión a la salida del compresor, [Pa].

K : Relación de los calores específicos constantes.

η_{com} : Eficiencia del compresor.

v_{suc} : Volumen específico del refrigerante a las condiciones de entrada del compresor, [m³/kg].

C_D : Caudal másico de refrigerante, que depende de la densidad del refrigerante a la entrada de la válvula, [kg/s].

A_{th} : Área de la sección transversal para el flujo de fluido, la cual varía con los pulsos eléctricos, [m²].

ρ_3 : Densidad del refrigerante, [kg/m³].

P_3 : Presión del refrigerante en el condensador, [Pa].

P_4 : Presión a la salida de la válvula, [Pa].

\dot{Q}_{cd} : Calor cedido al líquido refrigerante, [W]

\dot{m}_r : Flujo másico del refrigerante, [kg/s].

h_3 : Entalpía del refrigerante a la salida del condensador, [kJ/kg].

h_2 : Entalpía del refrigerante a la entrada del condensador, [kJ/kg].

A : Superficie de transferencia de calor, [m²].

U : Coeficiente global de transferencia de calor, [W/m²·K].

ΔT_{log} : Diferencia de temperatura media logarítmica entre los fluidos, [°C].

A_e : Superficie externa del serpentín, [m²].

A_i : Superficie interna del serpentín, [m²].
 h_r : Coeficiente de transferencia de calor monofásico dentro del tubo, [W/m²·K].
 h_a : Coeficiente de transferencia de calor del lado del agua, [W/m²·K].
 k_a : Conductividad térmica del agua, [W/m·K].
 d_e : Diámetro exterior del tubo del serpentín, [m].
 g : Aceleración debida a la gravedad, [m/s²].
 β_a : Coeficiente de expansión térmica del agua.
 Δt : Diferencia de temperatura, [m²].
 ρ_a : Densidad del agua, [kg/m³].
 C_{pa} : Calor específico, [kJ/kg·K].
 μ_a : Viscosidad dinámica del agua, [Pa/s].
 k_r : Conductividad térmica del refrigerante, [W/m·K].
 d_i : Diámetro interno del tubo del serpentín, [m].
 Re : Número de Reynolds adimensional.
 Pr : Número de Prandtl adimensional.
 C_p : Calor específico del fluido, [m].
 μ : Viscosidad dinámica del fluido, [Pa/s].
 k : Conductividad térmica, [W/m·K].
 ρ : Densidad del fluido, [kg/m³].
 v : Velocidad media circulante del fluido, [m/s].
 ν : Viscosidad cinemática del fluido, [m/s²].
 L_c : Longitud característica, [m].
 μ : Viscosidad dinámica del fluido, [Pa/s].
 T_{er} : Temperatura en la entrada del refrigerante, [°C].
 T_{sr} : Temperatura en la salida del refrigerante, [°C].
 T_{ea} : Temperatura en la entrada del agua, [°C].
 T_{sa} : Temperatura en la salida del agua, [°C].

T_s : Temperatura de la superficie, °C.

T_∞ : Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, °C.

\dot{Q}_{\max} : Calor máximo cedido, [W].

\dot{m} : Flujo másico, [kg/s].

C_p : Calor específico, [m].

T_{he} : Temperatura de entrada del fluido caliente, [°C].

T_{ce} : Temperatura de entrada del fluido frío, [°C].

\dot{m}_h : Flujo másico del fluido caliente, [kg/s].

C_{ph} : Calor específico del fluido caliente, [m].

\dot{m}_c : Flujo másico del fluido frío, [kg/s].

C_{pc} : Calor específico del fluido frío, [m].

\dot{Q}_{cd} : Calor que cede a un espacio determinado, por medio del condensador, [W].

\dot{W}_{comp} : Potencia requerida por el compresor. [W]

ϵ : Efectividad de condensador, [adimensional].

RESUMEN

El presente proyecto consiste en el estudio de una bomba de calor asistida por energía solar con arreglo de recirculación de agua. Utiliza un compresor de velocidad variable de 12-24 V DC, una placa de cobre como colector evaporador de 0,75 m², una válvula de expansión electrónica y condensador, la bomba encargada de recircular el agua es tipo centrifuga de 110 voltios. Este sistema aprovecha la energía solar para el calentamiento de agua utilizando refrigerante R600a, amigable con el medioambiente por sus propiedades físicas y químicas. Mediante el estudio del sistema de refrigeración por compresión de vapor se permite el análisis matemático de la máquina. El calentamiento de agua ocurre en el condensador gracias a la transferencia de calor que se produce entre el refrigerante que circula por el interior de los tubos de cobre y el agua que se encuentra en la coraza. El arreglo para la recirculación, consiste en acoplar una bomba centrifuga a un tanque de 5 litros dentro del cual se encuentra el serpentín. Los períodos de pruebas se desarrollaron para los arreglos de recirculación y sin recirculación durante seis meses, utilizando una estación meteorológica y registrando datos experimentales en intervalos de tiempo de cinco minutos durante un promedio de 4 horas diarias, dependiendo de las condiciones climáticas y el índice de radiación se pretendió alcanzar una temperatura máxima de 45 °C, donde se aprecia un coeficiente de operación (COP) entre 5.67 y 9.83, finalmente se compara analítica y gráficamente los resultados obtenidos.

Palabras clave: condensador, recirculación, colector/evaporador, refrigerante, calentamiento de agua.

ABSTRACT

The present project consists in the study of a heat pump assisted by solar energy with water recirculation arrangement. It uses a 12-24 V DC variable speed compressor, a copper plate as a 0.75 m² evaporator manifold, an electronic expansion valve and condenser, the pump in charge of recirculating the water is a 110-volt centrifugal type. This system uses solar energy for water heating using R600a refrigerant, environmentally friendly for its physical and chemical properties. By studying the steam compression cooling system, mathematical analysis of the machine is allowed. Water heating occurs in the condenser thanks to the heat transfer that occurs between the refrigerant that circulates inside the copper tubes and the water in the shell. The recirculation arrangement consists in coupling a centrifugal pump to a 5-liter tank in which the coil is located. The testing periods were developed for recirculation arrangements and without recirculation for six months, using a weather station and recording experimental data at five-minute time intervals for an average of 4 hours per day, depending on weather conditions and the rate of radiation was intended to reach a maximum temperature of 45 ° C, where an operating coefficient (COP) between 5.67 and 9.83 is appreciated, finally the results obtained are compared analytically and graphically.

Keywords: condenser, recirculation, collector/evaporator, refrigerant, water heating.

INTRODUCCIÓN

El calentamiento global es uno de los más graves problemas que existe en la actualidad a nivel mundial a causa de los contaminantes que son producidos por el ser humano [1], entre los que más afectan a la capa de ozono son los gases de efecto invernadero (GEI), éstos gases son producidos en su gran mayoría por las emisiones de escape de los vehículos de motor que generan monóxido de carbono (CO), hidrocarburos (HC) y el óxido nítrico (NO) [2]. A nivel mundial el dióxido de carbono (CO₂) es el principal contribuyente a las emisiones antropogénicas de los GEI el CO₂ representa el 76.7 % de las emisiones de GEI (aproximadamente 56.6 % es de combustibles fósiles, 17.3 % de la deforestación y 2.8 % de otras fuentes) [3], los combustibles fósiles son de amplia utilización en los sistemas de refrigeración solamente en Estados Unidos el uso de calefacción, ventilación y de aire acondicionado representa un 35 % de su energía total primaria [4]. Los refrigerantes utilizados son clorofluorocarbonos CFC los cuales son agentes que contribuyen a los GEI, aun así éstos están bajo el período de permiso prescrito por el Protocolo de Kioto (1997), mediante investigaciones se busca reemplazar éstos por los hidroc fluorocarbonos HCFC o hidroc fluorocarbonos HFC de manera provisional [5], la Conferencia Anual de las Partes (COP) de París impulsa el desarrollo de energías alternativas que utilicen refrigerantes más amigables con el medio ambiente, El medio ambiente es el espacio en el que se desarrolla la vida de los seres vivos de ésta forma mantener el aumento de la temperatura media mundial muy por debajo de 2 °C [6].

Es por éstas razones que se busca desarrollar investigaciones de nuevos sistemas de refrigeración asistidos por energía solar utilizando refrigerantes como los HFC que tienen un impacto ambiental menor a los que se utilizan en la actualidad. Éstos sistemas de refrigeración se basan en el Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor (CRCV) el cual consta de un compresor, un colector evaporador, una válvula de expansión y un condensador [7], siendo éste último de gran importancia en el Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor (SRCV) ya que es aquí donde al vapor sobrecalentado del fluido de trabajo se le extrae calor para que luego salga como líquido saturado, es de gran importancia éste punto ya que el sistema puede colapsar afectando a la eficiencia de todo el sistema de refrigeración [8]. Existen diferentes formas de refrigerar un condensador siendo las más importantes el sistema de refrigeración por aire y sistemas de refrigeración por agua [9], por las características

térmicas del agua es uno de los más adecuados para un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

El objetivo general es analizar la eficiencia de transferencia de calor utilizando un condensador con recirculación en un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Los objetivos específicos son:

- Estudiar la situación actual sobre los diferentes sistemas de refrigeración, específicamente en configuraciones que utilizan condensadores sumergidos, con recirculación.
- Seleccionar los modelos teóricos para el cálculo de la eficiencia de un condensador.
- Realizar pruebas de funcionamiento para la validación de resultados.
- Comparar analítica y gráficamente la eficiencia de transferencia de calor entre un condensador con recirculación y uno estático.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO SOBRE CONDENSADORES UTILIZADOS EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Durante el desarrollo del presente capítulo, se incluye investigaciones que detallan las causas del impacto ambiental y demanda energética a nivel global en lo que se refiere a sistemas de refrigeración. Los sistemas mencionados se analizan mediante el ciclo de refrigeración por compresión de vapor que consta de cuatro elementos importantes como: el compresor, el evaporador, la válvula de expansión y el condensador, siendo éste último el objetivo de estudio del presente capítulo. Todo esto generado en el marco de la utilidad de condensadores sumergidos en agua, al cual se complementa una bomba de recirculación con la finalidad de mejorar la eficiencia de transferencia de calor en el condensador, siendo una alternativa sustentable para el aprovechamiento de la energía.

1.1 Impacto ambiental

La contaminación atmosférica puede causar smog, lluvia ácida que en su mayoría se experimenta en el medio ambiente, mientras que el calentamiento global es soportado en todo el mundo. Los contaminantes climáticos de corta duración como el carbono negro, el metano y el ozono de la tropósfera tienen un impacto local y global [1].

La influencia humana sobre el clima provoca una serie consecuencias negativas para el medio ambiente, de los cuales las más importantes son los GEI. Estos compuestos influyen en el clima absorbiendo la radiación infrarroja saliente, las caracterizaciones consideran principalmente el cambio poblacional total en el subsistema social. Sin embargo, las emisiones de escape de los vehículos generalmente se enfocaron en monóxido de carbono (CO), los hidrocarburos (HC) y el óxido nítrico (NO) [2]. Esta energía se irradia tanto hacia arriba como hacia abajo, reduciendo así el flujo de energía saliente de la tierra, hasta que el aumento resultante en la radiación saliente reviste el desequilibrio del planeta, la Tabla 1 muestra las condiciones de contaminación por vida útil de los principales GEI, el efecto de la luz absorbida por la tierra y la energía devuelta al espacio [10].

Tabla 1. Vida útil para algunos de los principales gases de efecto invernadero [10]

Gas	Fórmula	MW μx	Eficiencia de radiación ($\text{Wm}^{-2} \text{ppb}^{-1}$)	Tiempo de vida (años)
Dióxido de carbono	CO_2	44	1.37×10^{-5}	-
Metano	CH_4	16	3.63×10^{-4}	12.4
Óxido nitroso	N_2O	44	3×10^{-3}	121
CFC-11	CCl_3F	134	0.26	45
CFC-12	CCl_2F_2	119	0.32	100

A nivel mundial el CO_2 es el principal contribuyente a las emisiones antropogénicas de los GEI, el CO_2 representa el 76.7 % de las emisiones de GEI (aproximadamente 56.6 % es de combustibles fósiles, 17.3 % de la deforestación y 2.8 % de otras fuentes) [3]. El aumento de las emisiones de CO_2 en el Ecuador desde 1970 hasta el 2015 se detalla en la Figura 1.



Figura 1. Emisiones en millones de toneladas de CO_2 en el Ecuador [3]

La Figura 1 muestra las emisiones en millones de toneladas de dióxido de carbono, en Ecuador se tiene un nivel relativamente bajo de emisiones de CO_2 (2.1 toneladas por año), mientras que Qatar es el mayor emisor de CO_2 del mundo, en 2009 emitió 44 toneladas. Al mismo tiempo, Venezuela siendo el mayor emisor de CO_2 en América Latina, emitió anualmente 6.5 toneladas, se espera que el desarrollo económico en los próximos años podría aumentar las emisiones en Ecuador. Las observaciones demuestran que las emisiones globales, lejos de estabilizarse, han experimentado crecimiento significativo en los últimos años [3]. El dato de emisiones históricas ha

hecho que el mayor volumen de asignaciones recaiga en el sector de generación-combustión [11]. En la Figura 2 se muestra el consumo energético y las emisiones de CO₂ a nivel mundial entre los años de 2000 a 2015, se puede observar que las emisiones de CO₂ se incrementaron en los últimos años a medida que el sector industrial ha crecido generando un gran impacto al medio ambiente [12].

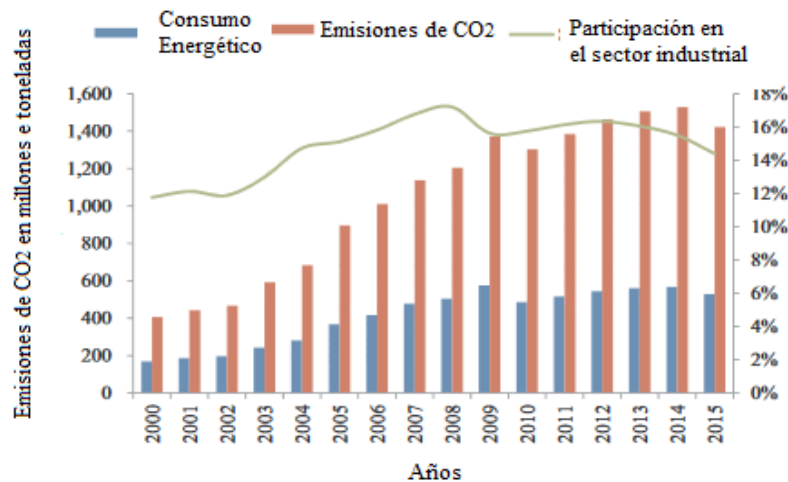


Figura 2. Emisiones de CO₂ y consumo energético a nivel mundial [12]

1.1.1 Demanda energética y afectación al medio ambiente

A medida que la población mundial va en aumento en áreas como los trópicos y subtropicos, lugares de alta temperatura, los cuales se industrializan y prosperan, la demanda de energía es desmesurada, particularmente el uso de aire acondicionado genera demanda extrema de energía. En Estados Unidos el uso de calefacción, ventilación y de aire acondicionado representa un 35 % de su energía total primaria [4]. Los factores que afectan al medio ambiente son la quema de combustibles fósiles (carbón, petróleo y gas natural) produciendo CO₂ siendo el principal gas responsable del calentamiento global.

El aumento de la demanda de energía ha llevado a un rápido aumento de las emisiones de CO₂ en la atmósfera [13], los elementos que más afecta a la capa de ozono son los refrigerantes.

Como se puede apreciar en la Figura 3, a medida que la contaminación ambiental incrementa se busca utilizar nuevos refrigerantes que no afecten al medio ambiente y que sean más amigables con la capa de ozono con proyección hacia el futuro [14].

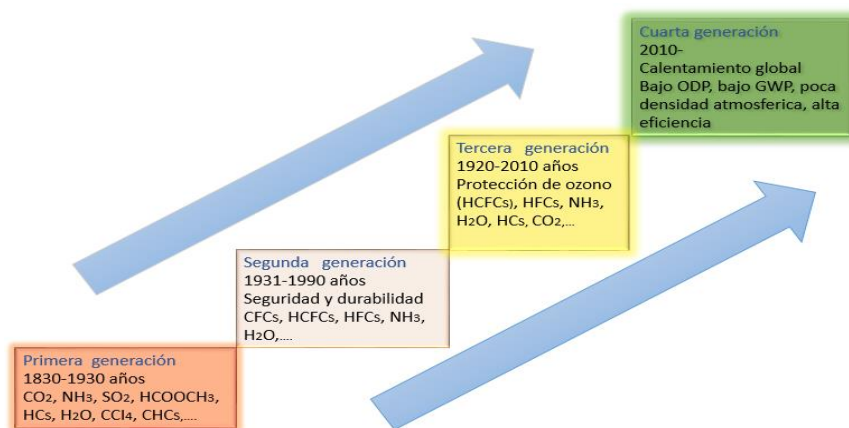


Figura 3. Progresión de los refrigerantes [14]

Los refrigerantes más comunes en la industria son clorofluorocarbonos CFC, éstos son agentes que contribuyen a los GEI, aun así están bajo el período de permiso prescrito por el Protocolo de Kioto (1997), mediante investigaciones se busca reemplazarlos por los hidroclorofluorocarbonos HCFC o hidrofluorocarbonos HFC de manera provisional [5], para posteriormente reemplazar los HCFC o HFC por los refrigerantes sintéticos y naturales.

En la Tabla 2, se aprecia las contribuciones únicas de CO₂ directas de los diferentes tipos de refrigerantes que se utilizan a nivel mundial [15].

Tabla 2. Contribución contaminante directa de los refrigerantes [15]

Refrigerante	Afectación Directa [kg CO ₂]
HFC134a	75.91
HFO1234yf	0.441
HFO1234ze(E)	0.664
HFO1234yf/	8.33
HFC134a	11.01
HFO1234ze(E)/	11.01
HFC134a	11.01

Como resultado del protocolo de Montreal, la producción de CFC es completamente eliminado en los países desarrollados, para 1996 y 2010 en países en desarrollo. Los CFC luego sustituidos por los HCFC son menos dañinos, los refrigerantes HCFC están

programados para ser eliminados casi por completo hasta el 2020, totalmente a finales del 2030 en los países desarrollados y hasta 2040 en los países en desarrollo, los países desarrollados comenzaron a utilizar los HFC que no tienen impacto en la capa de ozono, pero aún tienen un alto potencial de calentamiento global (GWP, por sus siglas en inglés). También se están discutiendo propuestas para la disminución de HFC, bajo el Protocolo de Montreal [16], la firma del protocolo de Montreal prohíbe el uso de los refrigerante R-12 y R-22 por causar daños irreversibles a la capa de ozono en los últimos cinco años, los refrigerantes como el R-134A, R-407C, RM-30, R-744 toman un rol de importancia en el desarrollo de las tecnologías de refrigeración [17].

Teniendo en cuenta las graves afectaciones que tiene la contaminación a nivel mundial producida por las principales industrias al medio ambiente, en la convención de las Naciones Unidas sobre el cambio climático de París (COP 21) fue uno de los principales temas a tratar, la cual pretende reducir el impacto ambiental que conllevan las emisiones de CO₂ [6].

1.2 Convención Marco de Naciones Unidas sobre el cambio climático París 2015

El objetivo principal de las Conferencias Anuales de las Partes (COP) [18], la cual se encuentra dentro de las Convenciones de Naciones Unidas Sobre el Cambio Climático (CMNUSCC) tiene como principal objetivo, lograr la estabilización de las concentraciones de GEI en la atmósfera, a un nivel que impida interferencias antropogénicas peligrosas en el sistema climático, éste nivel debe alcanzarse dentro de un marco de tiempo para que los ecosistemas se adapten de manera natural al cambio climático [6].

En las convenciones anteriores a la COP21 se tuvieron grandes tropiezos y aciertos, por ejemplo, la CMNUSCC de Copenhague 2009 se representó como el punto inflexible para las políticas climáticas globales, ya que culminó con varios años de intensas negociaciones, a partir de ésta se formó la base para un tratado climático que reemplazaría al Protocolo de Kioto [18], en la COP 17 de Durban se formalizó el retiro de Canadá del protocolo de Kioto y Montreal siendo un gran retroceso para las CMNUSCC [19], la COP19 Varsovia 2013 se decidió solicitar a todas las partes que presenten sus contribuciones previstas determinadas a nivel nacional [20].

La CMNUSCC de París en el 2015 COP21, en la actualidad es una de las principales organizaciones que aportan al desarrollo de varias soluciones al cambio climático el mismo que entrará en vigencia a partir del 2020 [21], en éste acuerdo se clasifica las responsabilidades de las naciones como países desarrollados y en desarrollo para reducir sus niveles de contaminación, de acuerdo con sus responsabilidades sobre el problema del cambio climático global y las capacidades sobre los esfuerzos necesarios para reducir las emisiones de CO₂ [22].

El principal tema que resalta en la COP21 fue el acuerdo para mantener el aumento de la temperatura media mundial muy por debajo de 2 °C [6], ya que es la temperatura máxima de calentamiento admisible, para evitar la interferencia antropogénica la cual es peligrosa para el clima, el estudio de ésta temperatura se desarrolló por científicos y economistas desde la década de 1970 [23], en la Figura 4 se puede observar los niveles de emisiones de CO₂ además de los cambios en la temperatura que conllevan, desde 1850 hasta 2010 seguidas de cuatro curvas que representan las diferentes predicciones de incrementos de temperatura, calculadas por el panel intergubernamental sobre el cambio climático hasta el año 2100 [24].

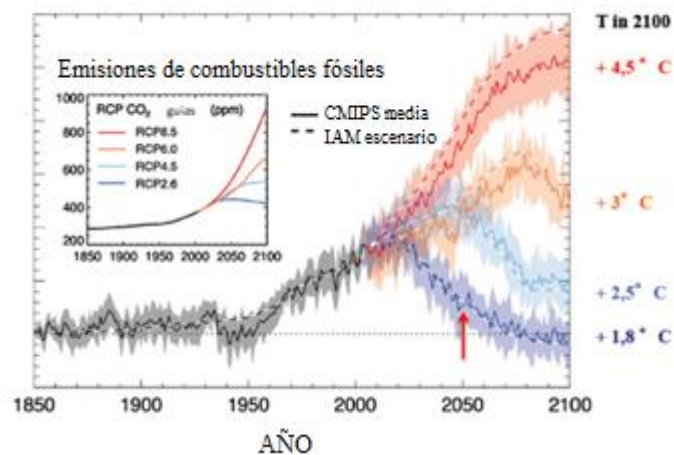


Figura 4. Cambios de temperaturas y proyecciones [24]

Como se observa en la Figura 4, la temperatura de 2 °C a la cual la comunidad mundial en la COP21 se enfocó para mantenerla y se encuentra muy por encima de los niveles pre-industriales, de igual manera se trata de incrementar los esfuerzos para limitar el aumento de la temperatura a 1,5 °C de igual forma están muy por encima de los niveles pre-industriales [25, 6], si no se concientiza sobre el consumo de energía al igual que

las políticas de producción industrial, el cambio climático mundial sería inevitable, porque la temperatura media mundial está directamente relacionada con las emisiones acumuladas de CO₂ [24]. La CMNUSCC de París 2015 COP21 se enfoca, principalmente, a los GEI, tratando de impulsar nuevas tecnologías que no afecten al medio ambiente. Una clara referencia de esto son las bombas de calor asistidas por energía solar y que funcionan basándose en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

1.3 Revisión de la literatura de condensadores utilizados en sistemas de refrigeración

El desarrollo de investigaciones a nivel mundial acerca de energías alternativas en la actualidad impulsa al estudio de nuevos equipos, siendo una clara aplicación las bombas de calor asistidas por energía solar (DX-SAHP), las investigaciones referentes a éste tema pueden contrastar de acuerdo a los parámetros de diseño de Kong et al. [26], al realizar una investigación experimental en Qingdao China partiendo de una bomba de calor DX-SAHP que estaba compuesta principalmente por un colector/evaporador solar, un compresor hermético de tipo rotativo de frecuencia variable, un condensador de micro canales y una válvula de expansión electrónica, teniendo como resultado un Coeficiente de Rendimiento del Sistema (COP, por sus siglas en inglés) promedio superior a 4.0 y 3.0 respectivamente.

En la investigación de Kong et al. [27], se utilizó el refrigerante R410A y un compresor del tipo rotativo el cual se sometió a rotaciones de 1500 rpm, determinando que el COP promedio es 144.6 % más alto que el de compresor de 3300 rpm, mientras que el tiempo de calentamiento se reduce en aproximadamente un 42.6 % cuando la temperatura inicial del agua aumenta de 5 a 30 °C el tiempo de calentamiento se redujo en aproximadamente un 53 %. Kim et al. [28], utilizando colectores solares híbridos con un sistema de calentamiento de agua determinaron que el COP promedio y la capacidad de calefacción fueron aproximadamente de 3.40 y 7.21 kW respectivamente, en un rango de temperatura de 2 a 12 °C. Besagni et al. [29], dentro de su investigación en una bomba de calor reversible utilizaron un tanque de almacenamiento de 0.186 m³ y circulando refrigerante R410a con una carga de refrigerante total igual a 6.9 kg, capacidad de calefacción nominal de 6.8 kW y COP nominal de 3.47 para generar una temperatura de salida del agua de 35 °C. El

compresor es de tipo rotativo, de doble velocidad variable que permite modular la capacidad suministrada y por lo tanto reducir las pérdidas por funcionamiento, dicha máquina está equipada con una válvula de expansión electrónica utilizada para mantener el sobrecalentamiento en la salida del evaporador a 5°C, el punto de ajuste de subenfriamiento se establece en 20.82 °C y el rendimiento promedio del COP aproximadamente 3.

Paradeshi et al. [30], llevaron a cabo estudios teóricos y experimentales en una bomba de calor DX-SAHP, éste sistema principalmente dispone de un colector-evaporador solar de placa plana de 2 m² por el cual circula un refrigerante R22, un compresor alternativo de tipo hermético, un condensador enfriado por aire y una válvula de expansión electrónica, determinaron que el COP del sistema varía de 1.8 a 2.8 y el consumo de energía de 1098 a 1305 W y la capacidad de calefacción de 2.0 a 3.6 kW. Shang et al. [31], en su investigación adopta el ciclo de refrigeración por compresión de vapor que consta de compresor, condensador, válvula de expansión termostática y un colector evaporador, determinó que el 50 % del refrigerante se mantiene en el condensador y entre el 20 y 30 % circula en el colector evaporador recomendando que la carga del refrigerante no debe ser demasiada baja para un COP alto, la carga de éste es de 1.65 a 1.75 kg. Cuando el colector solar tiene un área mayor 6.0 m² el COP disminuye ligeramente, la eficiencia del colector es mejor con cobre como material en comparación con el aluminio, con un grosor óptimo de 4 mm. En un caso especial se propone un nuevo ciclo de bomba de calor de inyección de vapor asistida por energía solar. El COP en los sistemas asistidos por energía solar se encuentra cerca de 4 y para los sistemas de fuente de aire convencionales cerca de 2.5 según Bellos et al. [32], solo el espesor del aislamiento varía, examinando dos escenarios de aislamiento con un espesor de capa de aislamiento de 4 y 8 cm. De acuerdo con los resultados finales, los ahorros de electricidad con el sistema de bomba de calor asistido por energía solar oscilan entre el 30 y el 40 %.

Dentro del estudio del ciclo de la bomba de calor solar asistido con modos de trabajo (modo SVIC y modo DX-SVIC) de acuerdo a Li et al. [33], se probó y analizó un calentador de agua con bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar (DX-SAHPWH) con una potencia de entrada nominal de 750 W, se usó una serie de colectores solares (con un área total de 4.20 m²) sin ningún tipo de aislamiento térmico,

como dispositivo de fuente de calor y un evaporador para el refrigerante R-22. Se compone de 4 placas absorbentes de aluminio en 2 vías de flujo paralelas, que se realizaron mediante un proceso especial. El condensador estaba formado por una bobina de tubo de cobre (diámetro 9.90 - 0.75 mm) con una longitud total de aproximadamente 60 m, que se sumergió en el tanque de agua doméstica (con volumen de agua 150 L y espesor de aislamiento de poliuretano de 38 mm) y un filtro-secador que fue instalado abajo del condensador.

Dentro de los sistemas de refrigeración el condensador influye notablemente en el rendimiento, por lo cual es importante conocer las características, variables de diseño y operación del intercambiador de calor y del refrigerante utilizado según Sing et al. [34], las especificaciones del condensador de carcasa y tubos que utilizó, considerado un condensador industrial de energía de vapor, para la evaluación del rendimiento del uso de nano fluidos híbridos diferentes. Utilizando una tubería de diámetro exterior de 22.2 mm, espesor del tubo 0.7112 mm, longitud del tubo 15000 mm. Área de la superficie del condensador 27.292 m² conductividad térmica del tubo 21.85 kW. La temperatura del condensador en la salida del pozo caliente 42.6 °C, la presión del condensador 8.9 kPa, la temperatura de entrada del refrigerante 29 °C y la eficiencia de la bomba de refrigerante se ha tomado como 85 %.

Los condensadores simétricos y de doble paso de tubos se distribuyen simétricamente en el lado de la carcasa de acuerdo a Sun et al. [35], los datos estructurales del condensador fueron volumen del condensador 151 m³, diámetro exterior de tubería 22.0 mm, espesor de la pared del tubo 0.7 mm, material del tubo acero inoxidable. La temperatura de entrada del agua de refrigeración se consideró a 29 °C, en un tanque de agua con un condensador inmerso utilizando refrigerante R417a, en el estudio realizado por Dai et al. [36], muestra la utilización de un condensador con un diámetro mínimo de la bobina 0.16 m, diámetro máximo de la bobina 0.165 m, diámetro interior del tubo 0.010 m, altura de la bobina 0.70 m, paso de la bobina 10 mm, un tanque de diámetro 0.38 m con una capacidad de 80 L, alcanzando una temperatura promedio del agua de 37.01 °C con un COP de 3.97%.

El estudio de un calentador de agua que utiliza una bomba de calor (ASHPWH), realizado por Ibrahim et al [37], para determinar el desempeño del condensador

sumergido en un tanque de 150 L. La temperatura del agua fue superior a 46 °C en verano y 50 °C en otras temporadas, con experimentos de una bobina de cobre suave de 50 m (D 9.9 x 0.75 mm) sumergido en agua, provista de un aislamiento de poliuretano de 38 mm espesor, obteniendo un COP que varía entre 2.9 y 5, desde una temperatura inicial de 15 °C hasta la temperatura establecida de 55 °C de calentamiento de agua a 5 °C de temperatura ambiente, llevando a la alta eficiencia en comparación con los calentadores eléctricos convencionales.

Dentro de la investigación sobre condensadores realizada por Buker et al. [38], llevaron a cabo una investigación sobre el tanque de condensación de agua fabricado de fibra de vidrio, con un refrigerante R134a en un sistema SAHP que es una aplicación que ofrece grandes potencialidades para compensar aplicaciones de baja temperatura (< 80 °C). El factor de rendimiento demostrado por Seara et al. [39], es el equivalente más alto para un período de calentamiento del sistema DX-SAHPWH evaluado en esta investigación se encontró en 3.01, cuando la temperatura de 300 L de agua se calentó de 14 a 55 °C a una temperatura ambiente promedio de 21.9 °C. El tiempo de calentamiento observado fue de 638 min. El sistema más bajo fue de 2.11 a 7.8 °C de la temperatura del aire ambiente promedio y el tiempo de calentamiento de 963 min. Utilizando un refrigerante R134a y un condensador de bobina sumergido, un compresor hermético de tipo rotativo generando un COP de 3.23 en temperaturas de a 37 °C y temperaturas de condensación de 46 °C. En la investigación de Cerit et al. [40], prefiere el aluminio para el material del evaporador y R134a como fluido de trabajo. Los resultados mostraron que el COP del sistema de calentador de agua DX-SAHP puede alcanzar 6.61 cuando la temperatura promedio de 150 L de agua se calienta en un periodo de 94 minutos de 13.4 a 50.5 °C. Los resultados fueron una temperatura ambiente promedio de 20.6 °C y una intensidad de radiación solar promedio de 955 W/m², con el uso de un circuito de termoscofia para transferir calor del tanque de almacenamiento de agua del condensador, el valor de COP más alto como 3.83, considerando un valor de temperatura ambiente de 15.1 °C y 1282.5 kJ/m² de radiación solar, utilizando el condensador Alfa Laval CBH-30 tipo placa. Dentro de las aplicaciones de sistemas de refrigeración según Hacene et al. [41], las dimensiones y parámetros utilizadas para la investigación de condensadores pasivos inmersos, fueron compuestas por tubos con diámetro interno y espesor igual a 0,03 m

y 200 mm, respectivamente. Aire húmedo a una temperatura de 16 a 248 °C fue asumido para circular dentro de los tubos con un caudal de 15 m³/s.

Dentro de la investigación sobre condensadores se integra una bomba de calor de alta temperatura dentro de un sistema de regeneración, todo a partir del refrigerante R600a según Luca et al. [42], se utilizó la bomba de calor a baja temperatura del condensador y del enfriador de absorción como fuente de calor para calentar agua, mediante la utilización del refrigerante R600 para obtener valores sobre la presión del condensador entre 18.54 Bares, la presión del evaporador de 3.61 Bar, caudal volumétrico en el compresor de 0.51m³/s, un caudal másico de 4.75 kg/s de refrigerante de para obtener una energía en el condensador de 58.30 kW/k, manteniendo una temperatura de 96.3 °C y con un coeficiente de operación de 2.79.

Las investigaciones de Safijahanshahi et al. [43], mostraron que para una bomba de calor de 2.5kW se requería un colector de 2.5m², con una longitud del condensador de 0.86 m, la altura de 0.5 m, diámetro interior de tubo de cobre 0.0049 m, diámetro exterior de 0.0069 m, un área de flujo mínimo 0.27 m², con un caudal volumétrico de 0.13 m³/s, la temperatura ambiente de 5,4 °C. Con la radiación solar de 616,4 W/m², el trabajo del compresor de SAHP disminuye hasta 15.9 % y también el COP aumenta hasta un 17.4 %, con una variación de 3.07 a 3.52. El estudio experimental realizado por Ibrahim et al. [44], para predecir el rendimiento de un ASHPWH (calentador de agua con bomba de calor), los valores del COP promedio varían de 2.9 a 5 en condiciones típicas y el tiempo de puesta en marcha fue al mediodía, entre las 12:00 y las 14:00 horas. El ajuste de la temperatura del agua debería ser superior a 46 °C en verano. El condensador de bobina de cobre lisa de 50 m sumergida en un tanque de agua de 150 L, con un diámetro exterior del tubo de 9.9 mm y 0.75 mm espesor, aislamiento de poliuretano de 38 mm espesor, dentro de área de 1.53 m², con un flujo volumétrico 0.0014m³. La temperatura inicial de 15 °C hasta la temperatura establecida de 55 °C a una temperatura ambiente de 5 °C.

El estudio experimental realizado por Zhou et al. [45], en una bomba de calor para determinar el rendimiento térmico del condensador de tubos helicoidales genero resultados que muestran que el índice de intercambio de calor y el número de Nusselt se vieron afectados por la temperatura variable del agua en la superficie, mientras que

fueron insensibles al cambio de la velocidad del flujo, dentro de una bomba centrífuga con un caudal máximo de 85 m³/h. El condensador de 4 filas, con una longitud de 120 m y 850 mm de diámetro exterior de la fila externa del bobinado, la tubería de cobre de 20.3 mm de diámetro exterior y 15.7 mm diámetro interno, dentro de un contenedor de agua de 2.5 m³ de capacidad, ajustando un caudal volumétrico de 0.1 hasta 1 m³/h, en un rango de temperaturas de 0 a 40 °C, la tasa de intercambio de calor por unidad de longitud de tubo aumentó de 11.56 a 42.52 W/m. La capacidad de calentamiento y el COP promedio alcanzaron los 234 kW y 3,45 respectivamente.

En la investigación realizada por Puttevar & Andhar [46], se presenta el diseño de un condensador de bobina helicoidal y carcasa, donde se realiza la evaluación térmica mediante una configuración de contraflujo y recirculación en el condensador, dicha evaluación considera los parámetros de caudal del agua que recircula en el condensador, utilizando un diámetro exterior de tubo para la bobina del condensador de 12.7 mm, diámetro interior de 11.7 mm, siendo el espesor del tubo de 1 mm, la bobina se encuentra sumergida en la coraza de diámetro exterior de 152 mm, con un espesor de 3 mm y de acero dulce, los parámetros de operación de la recirculación del agua es de 0.0238 k/s para el flujo másico, con una temperatura de entrada de 22.4 °C, temperatura de salida de 39.5 °C, mediante estos parámetros se obtuvo un coeficiente global de transferencia de calor de 496.66 W/m²·K.

Según Duarte et al. [47], realizan una investigación en una bomba de calor asistida por energía solar mediante refrigerante R600a y un condensador sumergido en agua, en este trabajo obtuvo valores de una radiación máxima de 700 W/m² y un COP de entre 1,8 y de 2,35 para una temperatura ambiente de 25 °C respectivamente. En la investigación de Hawleader et al. [48], para los estudios analíticos y experimentales en un sistema de calentamiento de agua mediante recirculación con bomba de calor asistida por energía solar, utilizaron un compresor con velocidad variable, entendiéndose que la temperatura del agua aumenta con el tiempo, la temperatura de condensación también aumenta y los valores correspondientes del COP variaron de 4 a 9 además se encontró que la eficiencia del colector solar tiene una variación de 40 a 75 % para las temperaturas del agua en el tanque del condensador correspondientes a 30 y 50 °C. En el estudio presentado por Chyng et al. [49], de una bomba de calor asistida por energía solar, utiliza un colector de 3,78 m² y un condensador de diámetro interno de 12.7mm

sumergido en un tanque de 240 L con recirculación de agua. Utilizando una técnica de rendimiento diario se muestra que el COP total es de alrededor de 1,7 y 2,5 según las estaciones climáticas con un funcionamiento de entre 4h y 8h.

En la actualidad las configuraciones de los sistemas de refrigeración, buscan mejorar la transferencia de calor dentro de los procesos de calentamiento de agua, aprovechando la diferencia de temperatura durante la condensación para que el calor transferido durante este período sea más grande y se pueda utilizar de manera más eficiente [50]. La mayor parte de esta energía se utiliza en los sistemas de refrigeración los cuales utilizan el ciclo de refrigeración por compresión de vapor [51], siendo de gran importancia el estudio de este sistema en el Ecuador.

1.4 Sistemas de refrigeración por compresión de vapor

Estos sistemas de refrigeración por compresión de vapor (SRCV) son un tipo de maquinaria termodinámica, que utiliza un fluido compresible para transferir calor. Si bien éstos dispositivos pueden usarse para generar calor, ésta disertación trata específicamente con aplicaciones de refrigeración [52], el cual consiste en forzar la circulación del refrigerante a través de un circuito cerrado en el que se crean zonas de baja y alta presión [53]. Los sistemas de refrigeración se basan en la utilización del ciclo de refrigeración por compresión de vapor (CRCV) [54], dentro del cual se incluyen cuatro componentes de gran importancia para su análisis: evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión [8], además del fluido de trabajo que en la mayoría de los casos es refrigerante, los componentes están dispuestos tal como se muestra en la Figura 5 [55].

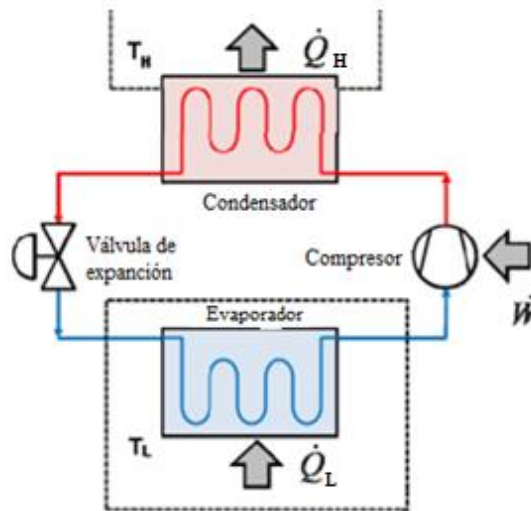


Figura 5. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor [55]

1.4.1 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Para el estudio termodinámico del ciclo de refrigeración por compresión de vapor (CRCV) a menudo se lo representa en un diagrama Presión vs Entalpía (P-H) el cual se puede observar en la Figura 6 [7].

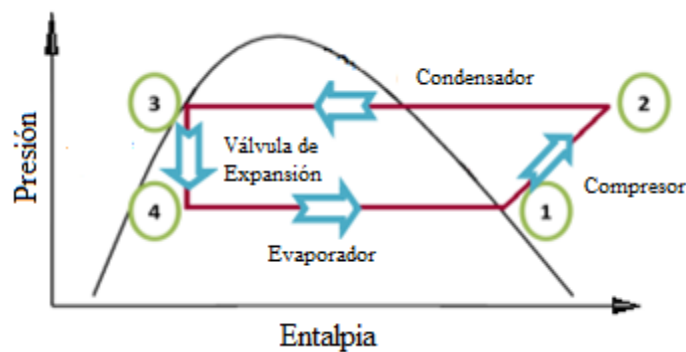


Figura 6. Diagrama Presión Entalpía del CRCV [7]

Por lo general el fluido de trabajo en el CRCV es refrigerante, el mismo que debe cumplir con el ciclo por compresión ideal, a continuación, se describe de manera general dicho ciclo: de 1-2 compresor: el fluido de trabajo ingresa como vapor saturado a baja presión y baja temperatura, al salir de éste se encuentra como vapor sobrecalentado a alta presión y alta temperatura, de 2-3 condensador: al vapor sobrecalentado se le extrae calor, y sale como líquido saturado, de 3-4 válvula de expansión: reduce la presión al fluido, además se lo evapora parcialmente y sale como mezcla líquido-vapor a baja presión y baja temperatura, finalmente, de 4-1 evaporador:

en éste estado, el fluido gana calor del ambiente, saliendo como vapor para luego ingresar al compresor volviendo a repetir el ciclo [8, 7].

1.4.2 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Dentro de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se presentan muchas irreversibilidades que ocurren en el proceso de funcionamiento ya que en el ciclo real no es posible controlar con gran precisión el estado del refrigerante, al generarse la transferencia de calor hacia los alrededores. Además, cuando se produce la fricción del fluido causa caídas de presión que incrementa la entropía y la transferencia de calor [56]. Considerando también que el trabajo en el compresor no es un proceso isotrópico como se muestra en la Figura 7 [57].

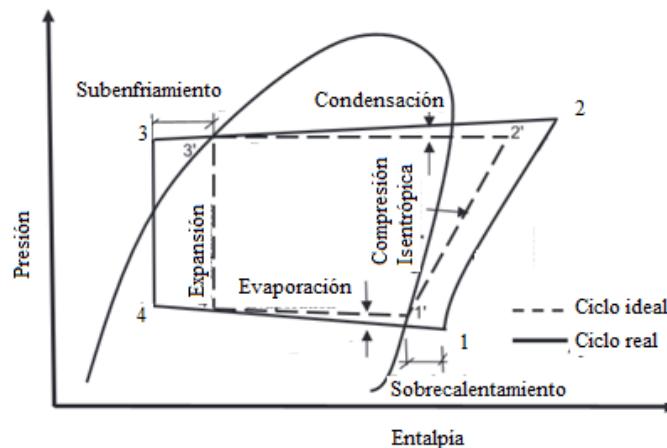


Figura 7. Diagrama Presión Entalpía para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor [58]

En la Figura 7 se puede observar el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor, así también como difiere del ciclo ideal. Donde la entropía del refrigerante puede incrementarse en el proceso 1-2, dependiendo del predominio de los efectos [58]. Cada uno de los componentes mencionados en el CRRCV tiene una función importante dentro del mismo los cuales se analizan a continuación.

1.4.2.1 Evaporador

De manera general al evaporador se lo constituye como un intercambiador de calor, en un SRCV siendo el componente donde se produce el efecto refrigerante [59], es aquí donde el refrigerante cambia su estado de líquido a vapor, mediante el intercambio de calor entre el evaporador y el espacio refrigerado a presión constante [60, 7], para que

el evaporador absorba calor se necesitan grandes cantidades de energía, es por ésta razón que se buscan fuentes de energía alternativas que ayuden a éste proceso, una de éstas es la energía solar dentro de la cual se han desarrollado sistemas de refrigeración o bombas de calor, en éstos sistemas el refrigerante ingresa al colector evaporador logrando que éste se evapore completamente por absorción del calor de la energía solar incidente [61], en la Figura 8 se puede apreciar un colector evaporador que funciona con energía solar [26].

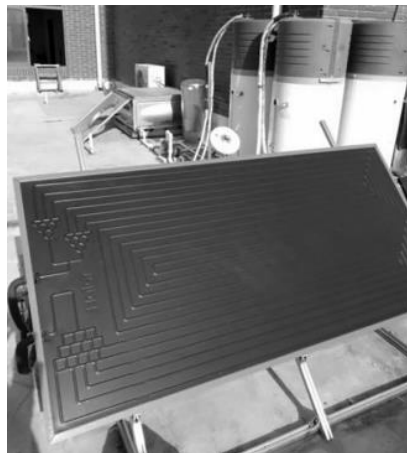


Figura 8. Colector Evaporador que funciona mediante energía solar [62]

1.4.2.2 Compresor

Es un componente de gran importancia dentro del SRCV [63] encargado de proporcionar el trabajo para poder recircular el fluido de trabajo a lo largo de todo el ciclo [64], en este punto el fluido que ingresa como vapor saturado se comprime a una presión de condensación gracias al aporte de energía externa al sistema y sale como vapor sobrecalentado [65, 7] manteniendo de ésta manera la presión baja necesaria en el evaporador [66].

Actualmente el compresor está constituido de la combinación entre un motor eléctrico ya sea de corriente continua (AC) o de corriente directa (DC) y un sistema de compresión mecánica [67]. Para el funcionamiento del compresor también se pueden utilizar energías alternativas como la solar [68].

Los compresores de acuerdo a su forma y funcionamiento son: compresores dinámicos que comprimen el fluido aumentando su velocidad para obtener una energía cinética

más elevada, seguida de una transformación de la energía cinética, de igual manera más alta éstos se utilizan en turbinas de gas y turbo cargadores, los compresores de desplazamiento positivo [69], que se caracterizan por tener la capacidad de operar a relaciones de alta presión, alta eficiencia [70], los compresores que se usan con mayor frecuencia en los sistemas de aire acondicionado y bombas de calor son: de velocidad variable o reciprocante con un máximo de potencia de hasta 200 kW y los tipo scroll con un rango de 5 hasta 70 kW tal como se puede apreciar en la Figura 9 [65].

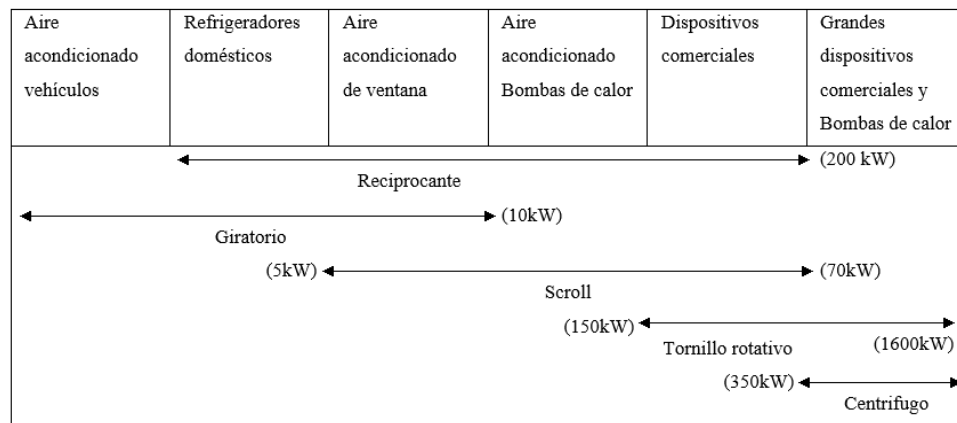


Figura 9. Alcance del uso de los diferentes tipos de compresores [65]

a. Compresor reciprocante de velocidad variable

Son de composición hermética y los que más se usan en sistemas de refrigeración de pequeña y mediana capacidad [71], por lo general utilizan grandes cantidades de energía debido a esto y su ineficiente condición de trabajo produce un gran desperdicio de energía [72].

La eficiencia de un compresor reciprocante varía principalmente con la relación de compresión (presión de descarga a presión de succión), así como con la velocidad del compresor. Sin embargo, el volumen desplazado, el tipo de refrigerante y la temperatura ambiente podrían tener efectos significativos dentro del mismo [73], en la Figura 10 se muestra un esquema general de las partes del compresor reciprocante.

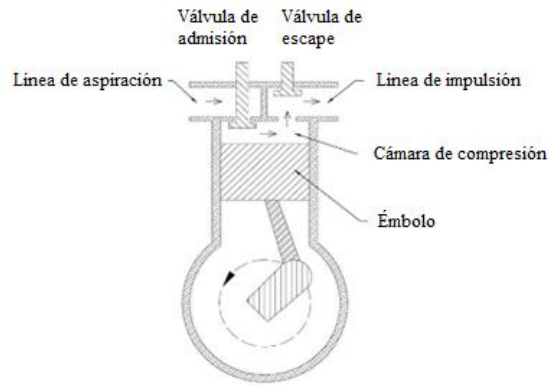


Figura 10. Esquema de compresor recíprocante [65]

b. Compresor Scroll

Se denomina como una máquina de desplazamiento positivo, cumple con movimiento giratorio, el mismo que comprime el fluido por medio de dos elementos en forma de espiral conjugados [74], el funcionamiento se compone de tres fases: en el primer giro de 360° en el exterior de las espirales se llena completamente de vapor a una determinada presión cumpliendo con la aspiración, al segundo giro de 360° se produce la compresión gracias a que las celdas disminuyen su volumen acercándose hacia el centro de la espiral fija, al tercer giro las celdas se alinean con la lumbrera de escape dándose la descarga, en la Figura 11 se puede ver el esquema de las partes principales de éste compresor [75]. Es el más utilizado para trabajar con ciclos de inyección líquida, gracias a que sus volúmenes de compresión son más bajo que los demás compresores [76].

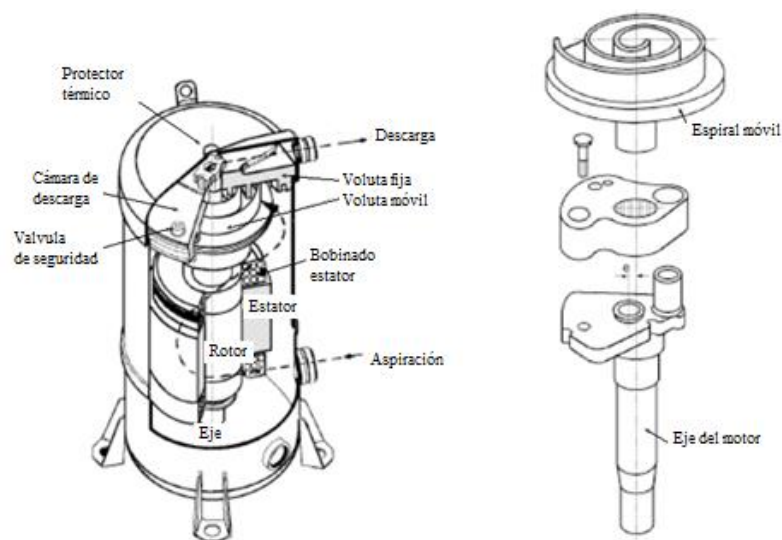


Figura 11. Partes de compresor tipo scroll [75]

Los compresores scroll son compactos y poseen menor cantidad de elementos por esta razón son de mayor fiabilidad.

1.4.2.3 Válvula de expansión

Su función es la de reducir la presión del fluido de trabajo en los SRCV, desde la salida del condensador (zona de alta presión) hacia la entrada del evaporador (zona de baja presión), además de controlar el flujo de fluido a través del evaporador [77], actualmente se dispone de dos tipos de válvulas de expansión que son las más utilizadas en SRCV, la termostática y la electrónica [78].

a. Válvula de expansión termostática

Dentro del sistema de refrigeración la válvula de expansión termostática (VET), debe mantener un sobrecalentamiento constante a la salida del evaporador esto permite que el evaporador se encuentre completamente lleno a cualquier carga, evitar que ingrese líquido al compresor, debe mantener la diferencia de presión entre el condensador y el evaporador, éste tipo de VET son ampliamente utilizados en sistemas de refrigeración industrial, en la Figura 12 se dispone de una VET con sus principales partes [79, 80].

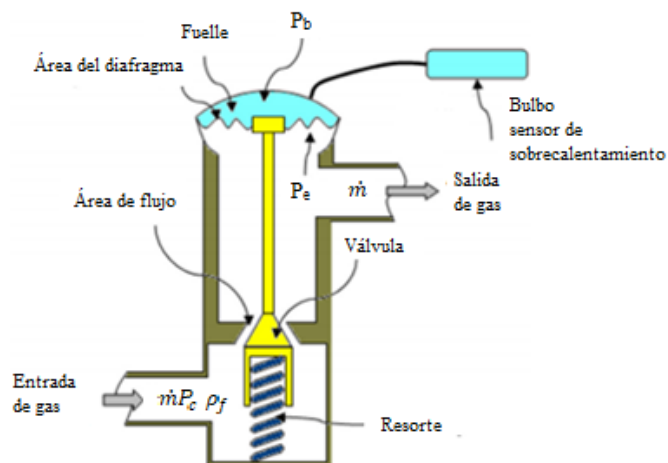


Figura 12. Partes de la válvula de expansión termostática [79]

b. Válvula de expansión electrónica

La válvula de expansión electrónica (VEE) controla el flujo del fluido de trabajo al evaporador, ésta pretende mantener la estabilidad del sobrecalentamiento a la salida del evaporador, la VEE incrementa el sobrecalentamiento cuando la estabilidad del refrigerante es baja de ésta manera mantiene al sistema en el rango de diseño [81], éste

tipo de válvulas muestran una respuesta mucho más rápida que las VET. Las VEE cuentan con amplio rango operativo brindando la oportunidad de reducir la presión de condensación además permiten una menor degradación de la capacidad de refrigeración y un mayor COP a través del control óptimo del sobrecalentamiento [82], en la Figura 13 se puede observar un esquema de la VEE.

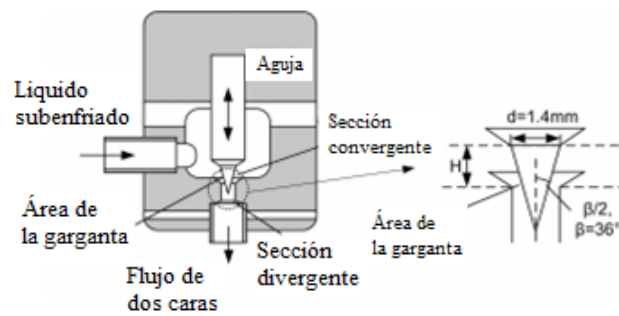


Figura 13. Esquema de una válvula de expansión electrónica [82]

1.5 Refrigerantes

Es el fluido o sustancia, la cual se encuentra de manera recirculatoria en un sistema de refrigeración, cuya misión es enfriar un entorno ganando calor de una fuente de energía o sustancia externa [83, 84], además actúa como medio de transmisión de calor tomando la energía del evaporador a bajas temperaturas para luego cederlo al condensador a altas temperaturas [85].

1.5.1 Clasificación de los refrigerantes

En la Tabla 3, se muestra los refrigerantes que más se utilizan en los SRCV a nivel mundial.

Tabla 3. Clasificación de refrigerantes utilizados en SRCV [86]

Tipo de refrigerante	Designación
CFC	R12
	R114
	R11
HCFC	R22
	R123
	R124
HFC	R134a
	R32
	R125
	R143a
NATURALES	NH ₃
	R290
	R600a
	R744

De acuerdo a la Tabla 3, los refrigerantes se subdividen en cuatro grupos, los cuales los definimos a continuación:

- **Refrigerantes Clorofluorocarbonos (CFC):** Estos refrigerantes contiene cloro, flúor y carbono, tanto su uso como su venta fueron prohibidas a partir del 1 de octubre del 2000 de acuerdo al reglamento de la Unión Europea para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, debido a que ésta sustancia agota la capa de ozono por su reacción con moléculas de O₃ las cuales se encuentran en la capa de ozono.
- **Refrigerantes hidroclofluorocarbonos (HCFC):** Contienen hidrógeno, cloro, flúor y carbono, se prohibieron a partir del 1 de enero del 2004 para su uso en la fabricación de bombas de calor. Se prohibió su uso para todos los casos a partir del 1 de enero del 2015 de acuerdo con el reglamento europeo por su grave afectación al agotamiento de la capa de ozono.

- **Refrigerantes hidrofluorocarbonos (HFC):** Estos contienen hidrógeno, flúor y carbono se caracterizan porque no contienen cloro, éstas sustancias no tienen afectación a la capa de ozono [86, 84].
- **Refrigerantes hidrocarburos (Naturales):** Son una composición de gas natural que contienen hidrógeno y carbono, además se pueden encontrar en el petróleo y en los gases que despiden las refinerías, no afectan a la capa de ozono ya que no contienen gases contaminantes como el cloro y son excelentes reemplazantes de CFC, HCFH y HFC [87].

Las propiedades y el tipo de refrigerantes deben ser de gran importancia al momento de elegir uno para la aplicación que se desee, la afectación que tiene éste con el medio ambiente debería ser el de mayor relevancia, sin dejar de lado la seguridad, el tipo de aplicación y su eficiencia [88].

Otros aspectos que se deben tomar en cuenta al momento de elegir un refrigerante son: la estabilidad química en el sistema de refrigeración, su baja toxicidad, la inflamabilidad y su capacidad volumétrica éstos parámetros se usan para buscar un refrigerante con bajo potencial de calentamiento global (GWP, por sus siglas en inglés) [89], además de éste se debe analizar el problema del agotamiento de la capa de ozono dependiendo del refrigerante (ODP, por sus siglas en inglés) [90], éstos parámetros se muestran en la Tabla 4, para su mejor entendimiento de acuerdo al tipo de refrigerante.

Tabla 4. Parámetros ODP y GWP de los diferentes tipos de refrigerantes [91]

Tipo de Refrigerante	Designación	Agotamiento de la capa de ozono ODP	Potencial de Calentamiento Global GWP
CFC	R11	1	3800
	R12	1	8100
HCFC	R22	0.055	1500
	R141b	0.11	630
	R142b	0.065	2000
HFC	R32	0	650
	R125	0	2500
	R134a	0	1300
	R407c	0	1774
	R410A	0	2088
NATURALES	R744	0	1
	R744	0	1
	R717	0	0
	R600a	0	3
	R290	0	3

1.6 Condensador

Los intercambiadores de calor o condensadores se utilizan en muchas industrias donde se requiere la transferencia fluida del calor. En ésta operación la energía térmica se transfiere de un flujo de fluido caliente a una corriente más fría por un tipo de portador, generando el proceso de conversión de energía [92]. El condensador es uno de los componentes principales en todos los sistemas de refrigeración, sistemas de aire acondicionado y bombas de calor. El dimensionamiento de éste tipo de intercambiador de calor requiere comprender los fenómenos que ocurren durante el proceso de condensación. De hecho, la condensación es un proceso de transferencia de calor por un vapor saturado que se convierte en un líquido a través de la evacuación de calor

latente [93]. Todos los sistemas de aire acondicionado contienen por lo menos dos intercambiadores de calor, generalmente llamados evaporador y condensador. En cualquier caso, el evaporador o el condensador, el refrigerante fluye en el intercambiador de calor y transfiere el calor, ya sea ganándolo o expeliéndolo al medio frío. Comúnmente el medio frío es aire o agua. En el caso del condensador, el gas refrigerante caliente de alta presión se debe condensar a un líquido subenfriado. El condensador logra esto enfriando el gas al transferir su calor al aire o al agua. El gas enfriado es entonces condensado en líquido. En el evaporador, el refrigerante subenfriado fluye en el intercambiador de calor y el flujo del calor se invierte, con el refrigerante relativamente frío se absorbe calor del aire más caliente que fluye por el exterior de los tubos. Esto enfría el aire y hace hervir al refrigerante [9].

La serpentina que se acanala en el exterior se utiliza típicamente en la construcción de condensadores refrigerados por aire y la bobina de serpentina presentada se utiliza condensadores refrigerados en agua. En estas bobinas de tubería, las conexiones mostradas entre las secciones de tubo recto se hacen con la utilización de codos. En estas bobinas el mecanismo de condensación de flujo es completamente diferente al de una tubería horizontal. En el caso de condensación en una sola tubería horizontal, cuando el vapor de refrigerante alcanza el extremo de la sección representativa de la segunda área. Durante la condensación en una bobina y serpentin, la salida de la condensación está claramente obstaculizada, especialmente en la sección final del condensador, dando por resultado un bloqueo de la salida, que tiene impacto negativo en el proceso de la condensación [94].

1.6.1 Clasificación de los condensadores

Los condensadores se clasifican según sea el medio de enfriamiento, éstos pueden ser aire o agua.

a. Condensadores refrigerados por aire

En estos sistemas el aire circula a través de una serie de conductos dispuestos horizontalmente los cuales se extienden a lo largo de los condensadores logrando así el intercambio de calor [95]. El condensador enfriado por aire como se muestra en la Figura 14, consume más energía con respecto al refrigerado por agua y su temperatura

de condensación es más alta aumentando la relación de presión, lo que reduce la vida útil del compresor [96].

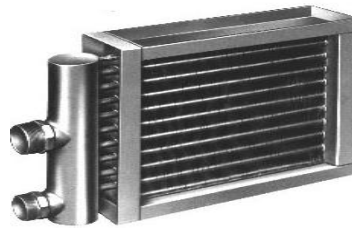


Figura 14. Condensador enfriado por aire [97]

b. Condensadores refrigerados por agua

Los condensadores enfriados por agua reducen la presión de condensación y reducen el trabajo de compresión, por lo que se puede aumentar la vida útil del compresor y la capacidad de refrigeración COP [96], éste tipo de condensadores pueden ser muy compactos por las excelentes características de transferencia de calor que posee el agua dentro de un sistema de refrigeración [97], en la Figura 15 se presenta un condensador compacto enfriado por agua.



Figura 15. Condensador enfriado por agua [97]

Los condensadores enfriados por agua tienen mejores propiedades para la condensación del refrigerante y se clasifican en cuatro tipos básicos dependiendo de su geometría como: condensador de doble tubo, coraza envolvente y tubo vertical abierto, coraza envolvente y tubos horizontales, coraza envolvente y serpentín.

- Clasificación de condensadores enfriados por agua

- Condensadores de doble tubo

Consiste en dos tubos dispuestos de tal manera que uno queda dentro del otro concéntricamente, se puede clasificar como condensador de combinación enfriado por agua y aire, tiene el refrigerante pasando por el tubo exterior [98], en el que queda

expuesto al efecto enfriador del aire que pasa naturalmente por el exterior de los tubos exteriores, mientras se hace circular aire por los tubos interiores, el agua entra por los tubos inferiores y sale por la parte superior como se muestra en la Figura 16.

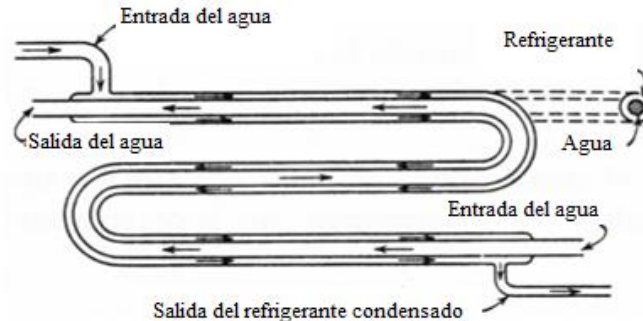


Figura 16. Condensador enfriado con agua de doble tubo [98]

- **Condensador envolvente y tubo vertical abierto**

Está equipado con una caja de agua en su parte superior, para distribuir el agua a los tubos y para el drenado del agua por el fondo como se observa en la Figura 17 [98]. Cada uno está equipado en su parte superior con un distribuidor ajustable el cual imparte movimiento de rotación al agua a fin de asegurar una adecuada humedad sobre el tubo.

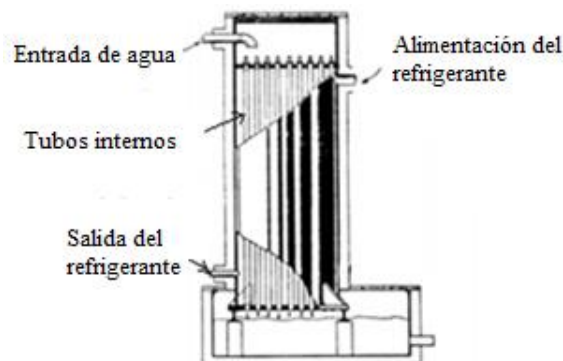


Figura 17. Condensador envolvente y tubo vertical abierto [98]

- **Condensador de coraza envolvente y tubos horizontal**

Consisten en un tubo de acero en el cual se tiene un determinado número de tubos colocados paralelamente y unidos en los extremos a un cabezal de tubos. Su construcción es casi idéntica a los enfriadores tipo acorazado de líquido inundado [32]. El agua condensante circula a través de los tubos Figura 18, los cuales pueden ser de acero o de cobre, descubiertos o de superficie alargada.

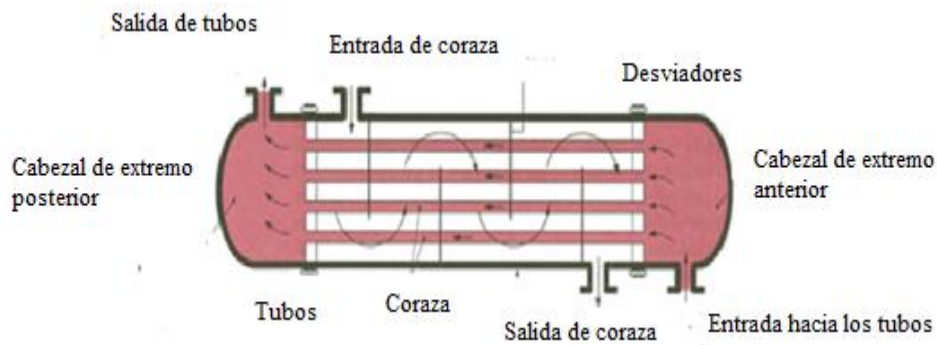


Figura 18. Condensador de coraza envolvente y tubos horizontal [98]

- **Condensador enfriado por el aerosol de agua**

El enfriamiento por aspersion de agua es una manera eficiente de mejorar la transferencia de calor del sistema, en la unidad generadora de energía bajo altas temperaturas ambiente. El flujo de aire a través del ventilador se considera como flujo axial, para los haces de tubos aletados se producen las rejillas estructuradas hexaédricas, como se muestra en la Figura 19, con el fin de predecir las características de transferencia de calor, el haz de tubos aletados se dividen en dos partes, la región húmeda y seca [99].

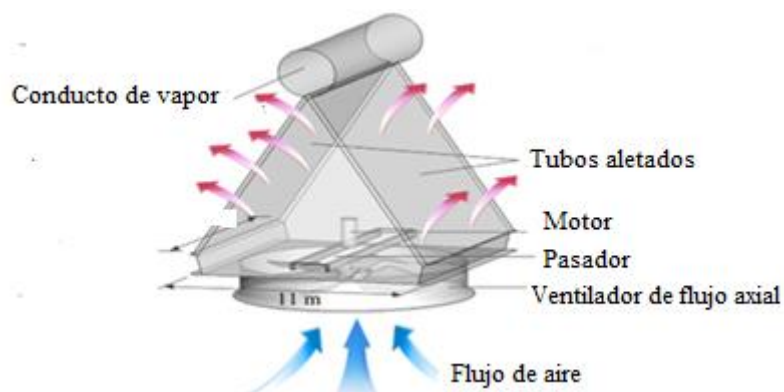


Figura 19. Condensador refrigerado por el enfriamiento del aerosol de agua [99]

El modelo físico del condensador refrigerado por aire compuesto por haces de tubo aletado en ambos lados. El motor de ventilador de flujo axial de la parte inferior también se considera dentro del sistema del aerocondensador. El aire ambiente es calado por el ventilador de flujo axial y fluye a través de los haces de tubo aletado con un ángulo superior de 60 °, eliminando la condensación y el calor latente del vapor de escape de la turbina dentro de los tubos planos. En el modelo físico del condensador (flecha azul: ingreso de flujo de aire frío, flecha roja: salida de aire caliente). Se

compone por un haz de tubos con aletas que se consideran como zonas organizativas que direccionan el flujo de aire frío y el radiador de parámetros agrupados que describe las características de flujo y transferencia de calor [99].

- Condensador de coraza envolvente y serpentín

Si en lugar de varios tubos dentro de la coraza del condensador, se coloca un tubo de acero u otro material enrollado denominado serpentín que se constituyen de dos conexiones una entrada y una salida, a través del cual pasa el agua para eliminar el calor del vapor que se condensa envuelto mediante una coraza de acero [98]. Se dice que el condensador es de envolvente y serpentín Figura 20, éstos son construidos de uno o más tubos descubiertos o de serpentín y tubos con aletas encerrados en un cilindro de acero soldado.

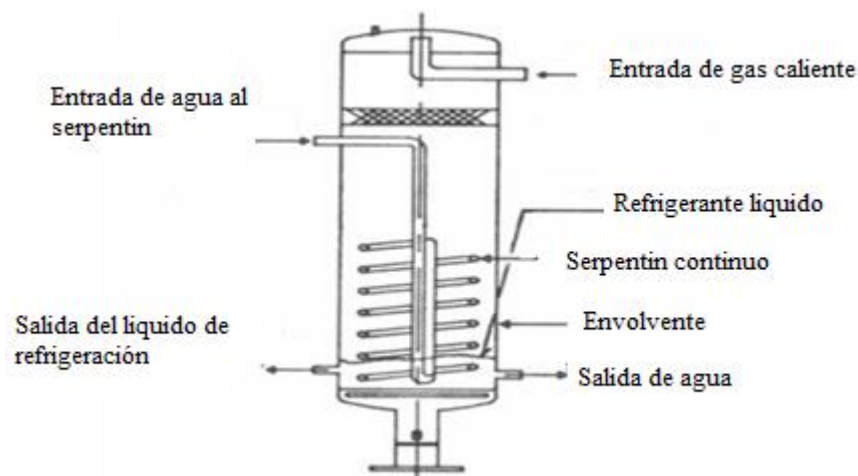


Figura 20. Condensador de coraza envolvente y serpentín vertical [98]

Se pueden colocar de forma horizontal como se observa en la Figura 21 o de forma vertical como se puede apreciar en la Figura 20 [100, 101].

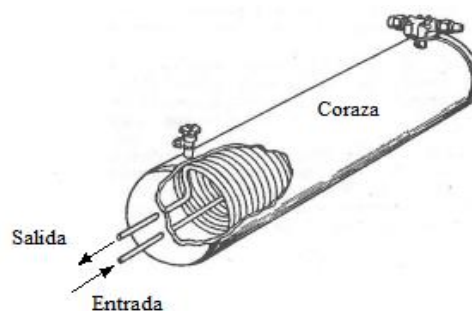


Figura 21. Condensador de coraza envolvente y serpentín horizontal [101]

Los condensadores de coraza envolvente se clasifican de acuerdo a la forma del serpentín como son: serpentín helicoidal de diámetro constante, serpentín helicoidal de diámetro variable y tubos en espiral plana.

- **Condensador coraza y serpentín helicoidal de diámetro variable**

Al igual que el anterior pueden ser de forma compacta, el coeficiente de transferencia de calor es más alto que el serpentín de diámetro constante, el serpentín es de forma cónica como se puede observar en la Figura 22, generalmente son de cobre y complejas de construir, de igual manera que el anterior su mantenimiento puede ser complicado [36].

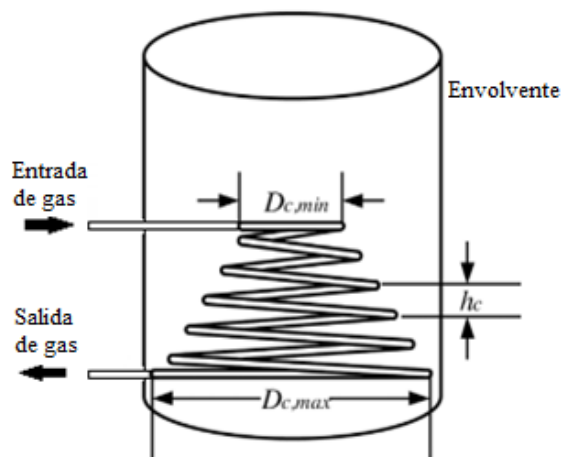


Figura 22. Condensador coraza envolvente y serpentín helicoidal de diámetro variable [36]

- **Condensador de coraza envolvente y tubos en espiral plana**

En éste condensador el fluido de trabajo entra por el tubo concéntrico de la espiral fluyendo por el arreglo en espiral hasta salir por el otro extremo como se puede observar en la Figura 23 (a), en éste sistema los coeficientes de transferencia de calor son altos en ambos lados de la espiral ya que funcionan a flujo cruzado y son compactos e ideales para sistemas de calefacción y refrigeración de líquidos, una desventaja de éstos es que son muy costosos debido a su compleja fabricación [102].

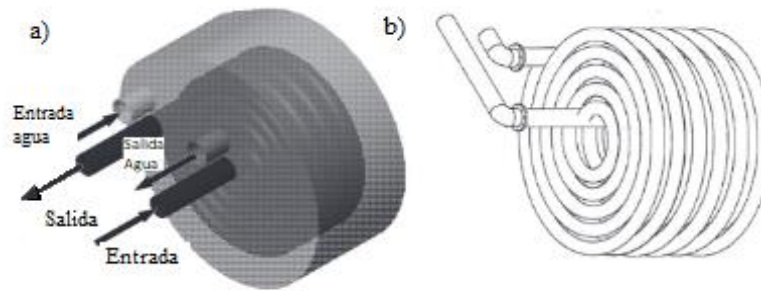


Figura 23. Condensador coraza envolvente espiral plana a) modelo coraza serpentin, b) arreglo espiral plana [102]

- **Condensador coraza envolvente y serpentín helicoidal de diámetro constante**

Es uno de los más comunes debido a su fácil construcción, la misma que consiste en la formación de varias bobinas o serpentines de forma helicoidal como se puede observar en la Figura 24, gracias a su forma la transferencia de calor es mucho mejor que la de uno de forma lineal, una gran desventaja de éste es que no se puede dar mantenimiento de limpieza por medios mecánicos debido a su forma [103, 104], la coraza o envolvente se construyen generalmente de acero inoxidable y el serpentín de tubería de cobre [105].

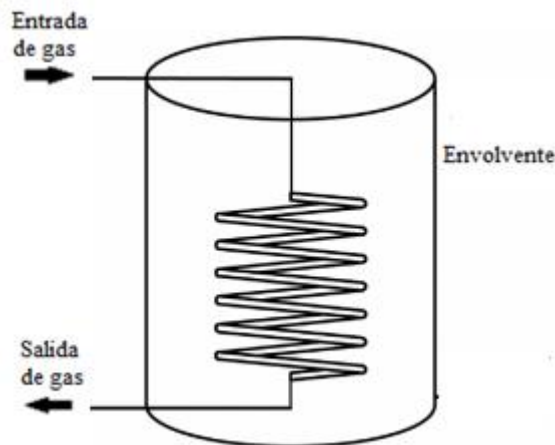


Figura 24. Condensador coraza envolvente y serpentín helicoidal de diámetro constante [36]

- **Condensación pasiva en un condensador sumergido y externo**

El fenómeno de transferencia de calor de condensación depende del tipo de geometría, propiedad de fluidos y condiciones dinámicas. Una geometría típica es una forma ligeramente horizontal o vertical con el tipo de tubo y carcasa [106].

La condensación pasiva se basa en la circulación natural del agua, lo que reduce los requerimientos de bombas, válvulas y accesorios que los sistemas actuales tienen. El sistema de enfriamiento pasivo consiste en un condensador sumergido (IC, por sus siglas en inglés) en una cubeta de agua. Con la aplicación del sistema de condensación pasiva se puede hacer posible el dimensionamiento del condensador y el estudio de la influencia de cada parámetro (es decir, la longitud y el diámetro del tubo, así como la temperatura del aire húmedo). El condensador sumergido es similar a un intercambiador de calor tradicional, formado por tubos y una parrilla. En la Figura 25 se muestra un condensador sumergido con enfriamiento pasivo, donde el rendimiento del sistema se basa en la condensación del vapor que fluye hacia abajo dentro de los tubos sumergidos en una cuenca de agua dulce [41].

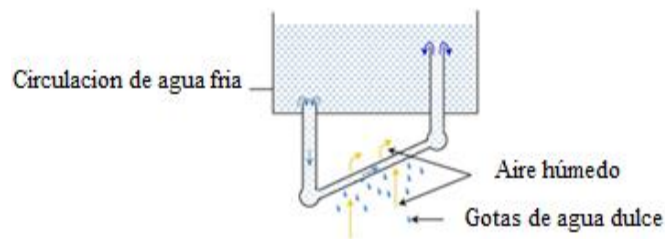


Figura 25. Condensador sumergido y externo de enfriamiento pasivo [41]

El agua condensada en el interior de la pared de los tubos y por gravedad se almacena en un tanque, mientras que el vapor no condensado y el aire dejan el condensador a través de un punto de descarga [41]. En la condensación pasiva o estable la velocidad de vapor llega sobre la velocidad del sonido, se forma una cavidad de vapor relativamente estable. La longitud de la cavidad de vapor es prolongada y se acorta debido al desprendimiento de burbujas de vapor de la punta de la cavidad de vapor. Sin embargo, la fluctuación de la interfaz de vapor de agua es insignificante y la forma de cavidad de vapor es relativamente estable [107]. Este diseño también se diferenció del condensador de desalación tradicional en que no es necesario una bomba mecánica para hacer circular el agua a través de la unidad. En la Figura 25 se muestra un condensador pasivo externo (EPC, por sus siglas en inglés) conectado a una cubeta de agua colocada encima del condensador [41].

1.7 Recirculación

La recirculación es una inversión de flujo en la entrada o la punta de descarga de un impulsor. La recirculación en la cavidad de entrada se llama recirculación de succión, la recirculación de descarga ocurre en la punta del impulsor donde la recirculación generalmente ocurre cuando se operan bombas centrífugas en flujos menores a su eficiencia óptima [108]. El calentamiento por recirculación se lleva a cabo a través de un tanque de almacenamiento de agua por el cual recircula entre el tanque de agua y el intercambiador de calor hasta que esté lo suficientemente caliente para su utilización [109]. La Figura 26 muestra la eficiencia de utilización de energía mediante un sistema de bomba de recirculación, que tiene un incremento de la eficiencia de 0.48 % en diversas condiciones de operación, para mejorar la continuidad operativa combinada de calor y potencia del sistema [110].

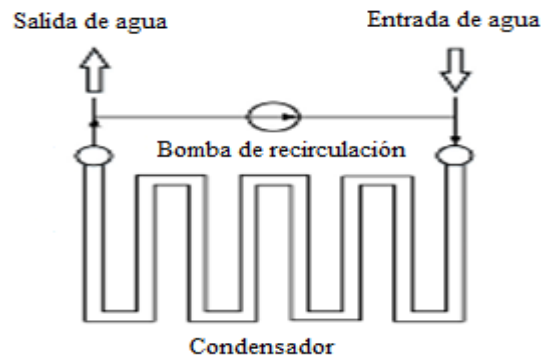


Figura 26. Diagrama del sistema de recirculación de agua [110]

Los sistemas de recirculación pueden ser del tipo abiertos o cerrados, así como se muestra a continuación el objetivo principal de éstos es transportar el agua de vuelta desde un suministro hasta un acumulador, para mantener un nivel adecuado de temperatura del agua en todo el sistema [111], el sistema debe estar provisto de una bomba de recirculación la misma que hace circular el fluido aun cuando no exista consumo del mismo.

1.7.1 Sistema de recirculación abierta

Estos se utilizan en pequeñas y grandes instalaciones donde el agua es abundante y la misma no tiene grandes aumentos de temperatura, pueden ser instalados en condensadores de centrales térmicas que se encuentren junto a grandes ríos y mares considerando que los sistemas de recirculación abierta hacen uso del agua una sola vez

y luego la devuelven al exterior, un claro esquema de éste tipo se puede apreciar en la Figura 27, donde el agua circula a través de un depósito enfriando de ésta manera el condensador.

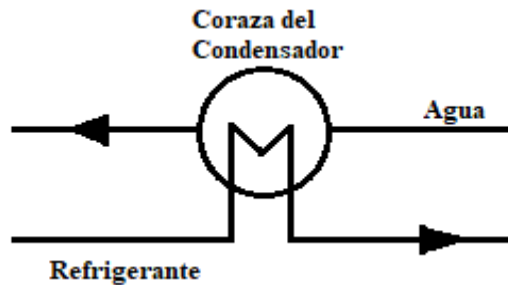


Figura 27. Sistema de recirculación abierto [112]

1.7.2 Sistema de recirculación cerrado

El sistema de recirculación cerrado aprovecha las características térmicas de agua para absorber calor en un paso intermedio por medio de una segunda superficie de intercambio de calor, generando la recirculación de agua continua para su reutilización, tal como se puede apreciar en la Figura 28, el sistema básico consta de una bomba, tuberías, depósito de intercambio y depósito de llenado [112].

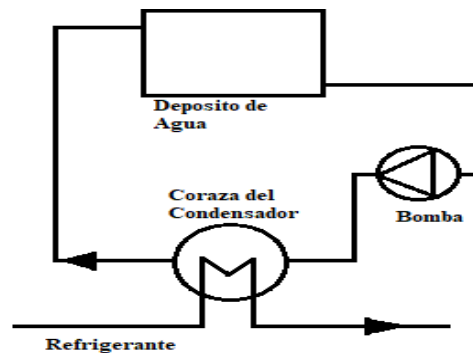


Figura 28. Sistema de recirculación cerrado [112]

El proceso de recirculación se puede presentar de forma pasiva, cuando el sistema de pre-enfriamiento está expuesto a la temperatura ambiente. El objetivo principal del sistema de pre-enfriamiento de recirculación pasiva se utiliza para disipar el calor de la línea de alimentación y la bomba al enfriarlos a la temperatura requerida [113].

La importancia de los sistemas de recirculación abierto y cerrado se ven reflejados en sus diversas aplicaciones, dejando de lado el sistema de recirculación abierto ya que su mayor aplicación se desarrolla en zonas industriales situadas junto a ríos y mares, siendo el sistema de recirculación cerrado la opción más adecuada para el desarrollo de éste trabajo, que necesita la recirculación continua de agua dentro de un depósito, por medio de una bomba y tubería, proceso en el cual se aprovechará el intercambio de calor y ahorro del recurso natural de una manera más eficiente.

Los parámetros y factores de recirculación son:

- Todos los impulsores deben recircular a una cierta velocidad de flujo.
- El punto de trabajo en el que comienza la recirculación puede no ser el mismo para la succión y la descarga.
- La recirculación de succión por lo general comenzará a un flujo más alto que la recirculación de descarga.
- La capacidad a la que se produce la recirculación se determina principalmente por el diseño del impulsor.
- Para un rendimiento óptimo y un mejor diseño del sistema de pre-enfriamiento de recirculación pasiva, se considera los efectos de tales parámetros como el diámetro de la tubería de recirculación, el nivel de líquido y el sub-enfriamiento en el tanque [113].
- Los problemas asociados con la recirculación se pueden evitar seleccionando bombas con impulsores de diseños de baja velocidad específica de succión [108].

1.7.3 Ventajas de la recirculación de agua

La recirculación de agua es un proceso que puede ser factible para aumentar la temperatura del fluido y puede tener una serie de ventajas tales como se mencionan a continuación.

- Las características de los fluidos no afectan el flujo en el que se produce la recirculación.
- El daño a las bombas es menor cuando se manipula agua caliente o hidrocarburos, a diferencia de cuando se maneja agua fría [108].

- Mediante la recirculación el flujo de agua dentro del contenedor aumenta la transferencia de calor.
- La recirculación de agua comprimida caliente puede ser un medio eficiente de recuperación de calor y por lo tanto reducir diez veces el consumo de calor externo [114].
- La temperatura de evaporación, de condensación y de flujo másico del refrigerante disminuye en la recirculación del sistema de refrigeración, así como el consumo de energía del compresor.
- El flujo de agua dentro del contenedor aumenta la transferencia de calor por convección forzada en paredes del contenedor, por tanto, crece la carga térmica [115].
- El uso del sistema de recirculación completa se utiliza para mantener la temperatura del agua de entrada por encima de un valor establecido.
- El sistema de recirculación parcial mejora la eficiencia de la recuperación del calor residual, para proporcionar un flujo de calor al sistema [110].

Las desventajas de la recirculación de succión son:

- Daño por cavitación en el lado de presión de las paletas del impulsor.
- Daño por cavitación en las paletas estacionarias o divisorias en el lado de succión de la carcasa de la bomba.
- Crujido aleatorio o ruido de bombeo.
- Presión de purga en la tubería de succión.
- La recirculación de succión provoca la formación de vórtices muy intensos.
- Cuando los vórtices se colapsan producen fuertes pulsaciones de ruido y presión del 20 % o más en la descarga de la bomba, esto puede dañar el funcionamiento de la bomba y la integridad del impulsor.
- Los efectos de la recirculación pueden causar daños en el impulsor y la carcasa, fallas en los cojinetes y fallas en el sello o en el eje [108].

1.7.4 Efectos de la recirculación en sistemas de refrigeración

La circulación es resultado de la operación del mezclador, la agitación del agua dentro del tanque es especialmente importante durante la alta carga térmica cuando

proporciona caudal intensivo y asegura la temperatura apropiada del fluido. La temperatura de evaporación, condensación y flujo másico de refrigerante también disminuye, así como el consumo de energía del compresor. Sin embargo, la consecuencia más importante es la disminución de la eficiencia del sistema. La recirculación de agua fría a través de la tubería es inducida por una bomba instalada en el eje del agitador como se muestra en la Figura 29 [115].

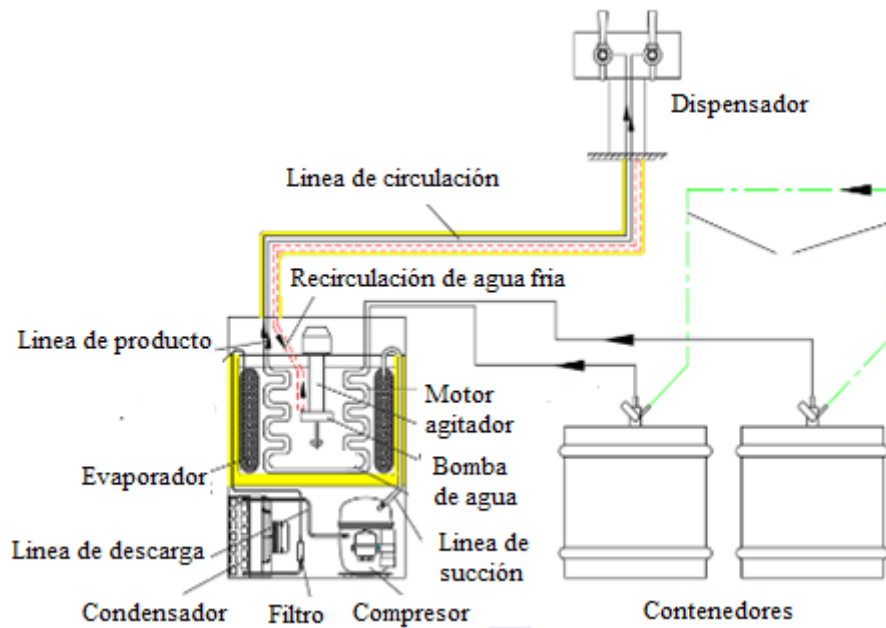


Figura 29. Recirculación de agua en sistemas de refrigeración [115]

El retorno de agua fría en la circulación tiene influencia adicional en convección forzada en la superficie de los contenedores, pero también en las paredes de la línea de recirculación de agua, el agitador directamente consume energía eléctrica para su funcionamiento, la potencia del agitador se transforma en pérdidas hidrodinámicas que resulta en la carga térmica adicional y el flujo de agua dentro del contenedor aumenta la transferencia de calor por convección en paredes del contenedor, por tanto la creciente carga térmica [115].

La influencia del diámetro de la tubería durante la recirculación para el tiempo de enfriamiento y la tasa de flujo de recirculación constante en un diámetro mayor puede promover y mejorar la recirculación, además de tener gran ventaja para el enfriamiento previo de la bomba. Es razonable ya que el área de expansión hacia abajo reduce el flujo de masa en la tubería de recirculación, lo que resulta en la reducción de la

resistencia a la fricción. En la Figura 30, se observa que el diámetro de la tubería aumenta de 27 a 52 mm, el tiempo de enfriamiento se reduce en aproximadamente un 20 % de manera exponencial, y en el estado estacionario final, la tasa de recirculación aumenta en un 30 % mientras que la temperatura de la pared interior de la tubería de la bomba disminuye [116].

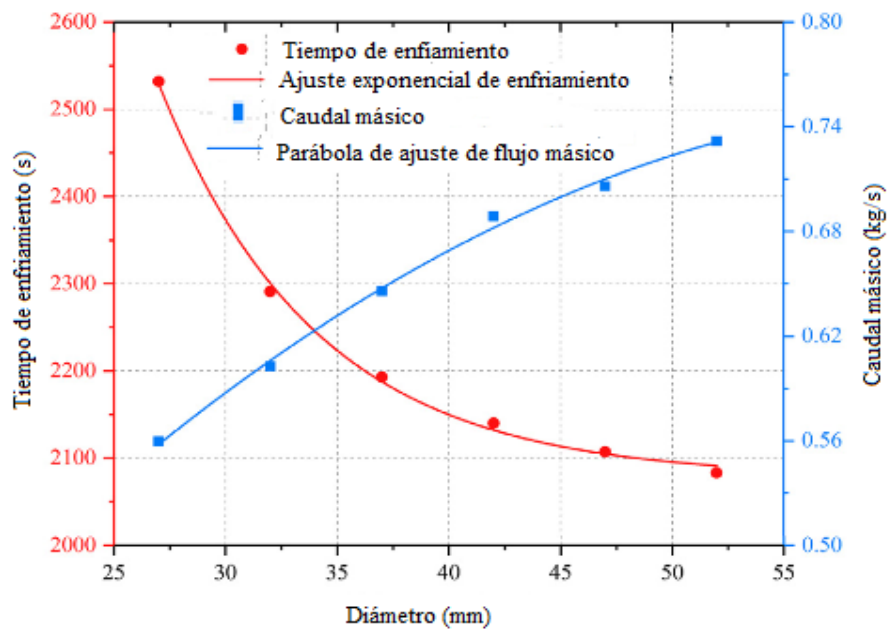


Figura 30. Efecto del diámetro de la tubería de recirculación en el tiempo de enfriamiento y la recirculación tasa de flujo [116]

La Figura 31, muestra el enfriamiento que ocurre en tuberías horizontales, donde la gran diferencia entre las densidades de líquido y vapor hace que el patrón de flujo se vea más afectado por la gravedad en comparación con los verticales. Los regímenes de flujo común observados para el enfriamiento del tubo horizontal también incluyen vapor monofásico, flujo disperso, flujo anular invertido, flujo anular, flujo ondulado, flujo burbujeante y flujo de líquido monofásico

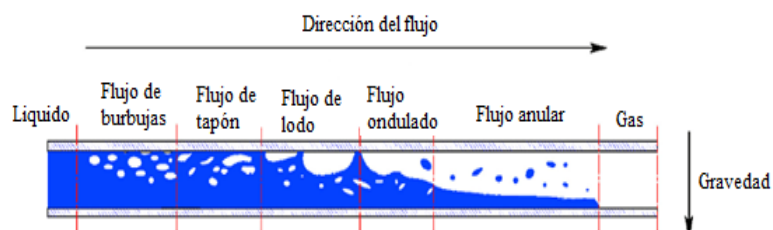


Figura 31. Ilustración esquemática de los regímenes de transferencia de calor y patrones de flujo durante el enfriamiento con recirculación en tuberías horizontales [113]

En el enfriamiento de la tubería vertical que se muestra en la Figura 32, la secuencia observada fuera del patrón es gas puro, flujo disperso, flujo anular invertido, flujo de transición y flujo de burbujas dispersas. Además, el patrón de flujo para el enfriamiento hacia abajo se nota mucho más irregular que el flujo ascendente debido al efecto de flotabilidad.

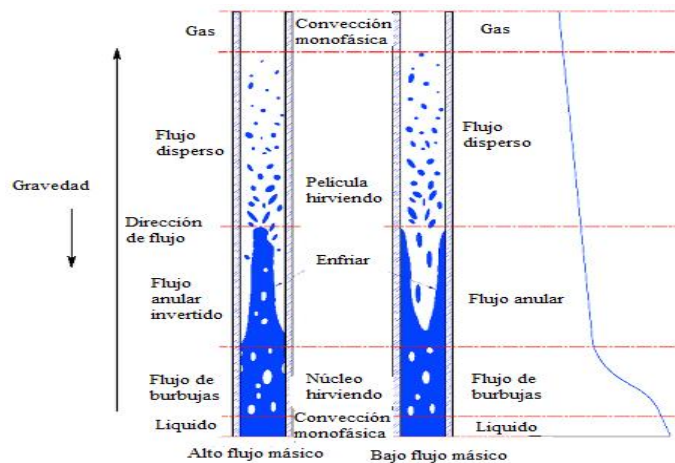


Figura 32. Ilustración esquemática de los regímenes de transferencia de calor y patrones de flujo durante el enfriamiento con recirculación en tuberías verticales [113]

Estos patrones de flujo de entrada diferentes son susceptibles a factores tales como: flujo de masa, enfriamiento de entrada, propiedades termo físicas, geometrías y pueden afectar aún más los mecanismos de transferencia de calor de la pared al fluido [113].

Los efectos de la recirculación en la transferencia de calor son:

- El movimiento de las burbujas de aire debido a las fuerzas de flotación, la colisión de las burbujas y el desprendimiento de burbujas largas dentro del tubo enrollado aumentaría la intensidad de la turbulencia del flujo de fluido y en consecuencia aumentaría la velocidad de transferencia de calor.
- El incremento de la velocidad local del flujo de agua caliente dentro de la tubería mejora la velocidad de transferencia de calor. Además, a medida que aumenta la velocidad de flujo volumétrico de la fase líquida, las burbujas de aire tienden a distribuirse cerca de la pared interna del tubo.

- La recirculación genera la formación de una capa delgada de líquido (agua), entre las burbujas de aire y la pared del tubo, debido a los flujos secundarios, ésta capa líquida tiene un papel importante en el rendimiento térmico de la carcasa y el calor del tubo del intercambiador helicoidal.
- Las burbujas de aire tienen efectos negativos debido a la baja conductividad térmica de éstas. Para los casos con una fracción de volumen alto (más cantidad de aire y menos cantidad de agua caliente), los efectos negativos de las burbujas de aire pueden superar sus efectos positivos. Por lo tanto, después de una cierta fracción de volumen, las burbujas de aire se vuelven menos efectivas.
- A pesar de la baja eficiencia de los casos con altos caudales de agua caliente, desde el punto de vista de los resultados, sus burbujas de inyección en el lado de la bobina es un método adecuado para aumentar el rendimiento del intercambiador de calor, especialmente a altas caudales de agua caliente. Mejora de la eficiencia del sistema en comparación con las condiciones básicas [117].

1.7.5 Bombas

Es un dispositivo mecánico que agrega energía a un líquido con el propósito de aumentar su caudal y su presión estática [118].

1.7.5.1 Clasificación de bombas

Las bombas se dividen en dos categorías principales: desplazamiento positivo y energía cinética. Estas dos categorías se dividen en numerosas subdivisiones [118]. Estas son requeridas para mover agua dentro del sistema por lo que resulta importante considerar presiones peligrosas y las temperaturas excesivas [111].

a. Bombas de desplazamiento positivo

Las bombas de desplazamiento positivo agregan energía a un fluido al aplicar fuerza al líquido con un dispositivo mecánico como un pistón o émbolo. Una bomba de desplazamiento positivo disminuye el volumen que contiene el líquido hasta que la presión del líquido resultante sea igual a la presión en el sistema de descarga. Es decir, el líquido se comprime mecánicamente, causando un aumento directo en la energía

potencial. La mayoría de las bombas de desplazamiento positivo son bombas de movimiento alternativo, en las que el movimiento lineal de un pistón o émbolo en un cilindro provoca el desplazamiento. En las bombas rotativas, un movimiento circular causa el desplazamiento del fluido. Las bombas de desplazamiento positivo que a menudo se encuentran en servicios de alta presión, se muestran en la Figura.33, donde las bombas de desplazamiento positivo se clasifican como:

- Recíprocante: Usa pistones, émbolos o diafragmas para desplazar el fluido.
- Rotativas: Operan a través de la acción de acoplamiento de engranajes, lóbulos o ejes de tipo tornillo [118].

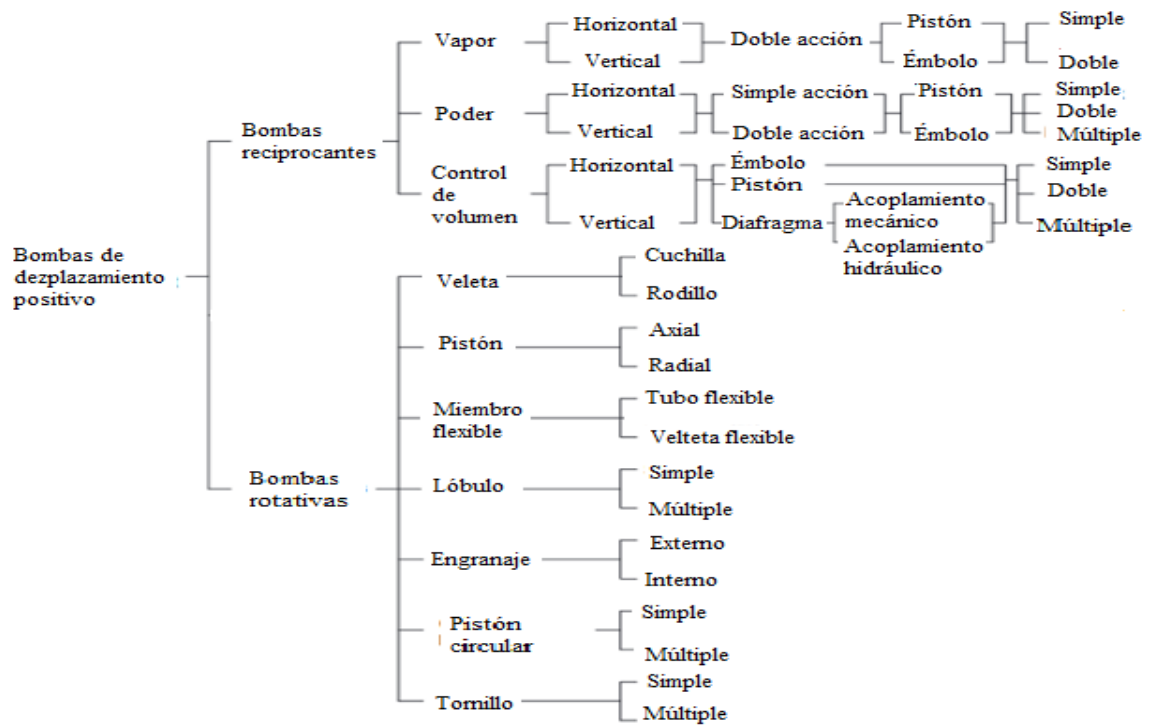


Figura 33. Clasificación de bombas de desplazamiento positivo [118]

b. Bombas de energía cinética (dinámica)

Las bombas de energía cinética operan extrayendo líquido en el centro del ojo de un impulsor que gira rápidamente y luego arroja el líquido hacia el borde del impulsor donde la energía cinética del movimiento del impulsor se agrega a un líquido para aumentar indirectamente su presión y velocidad. A medida que el líquido se desvía hacia afuera, se introduce más líquido en el área de baja presión resultante en el ojo a través de un puerto de succión en la carcasa de la bomba. Cuando el líquido sale del

impulsor, entra en contacto con la carcasa de la bomba o la voluta. La carcasa está conformada para dirigir el líquido hacia un puerto de descarga. La carcasa reduce la velocidad del líquido y convierte parte de su velocidad en presión. Como se muestra en la Figura 34, las bombas de energía cinética se clasifican como:

- Bombas centrífugas: Incluye diseños de flujo radial, mixto y axial. Representan más del 80% de las bombas utilizadas en las operaciones de producción porque exhiben un flujo uniforme, libre de pulsaciones de baja frecuencia y no están sujetas a problemas mecánicos, donde la circulación de agua caliente se desarrolla para mover agua en un sistema cerrado que requiere pequeña carga hidrostática.
- Bombas de turbina regenerativa: Muchas veces las bombas de turbina regenerativas se consideran de tipo de desplazamiento positivo. Están disponibles en una sola etapa y en múltiples etapas, para aplicaciones de flujo a alta presión.
- Bombas de efectos especiales: Bombas centrífugas reversibles y bombas de carcasa giratoria (piloto) caen en esta categoría [118].

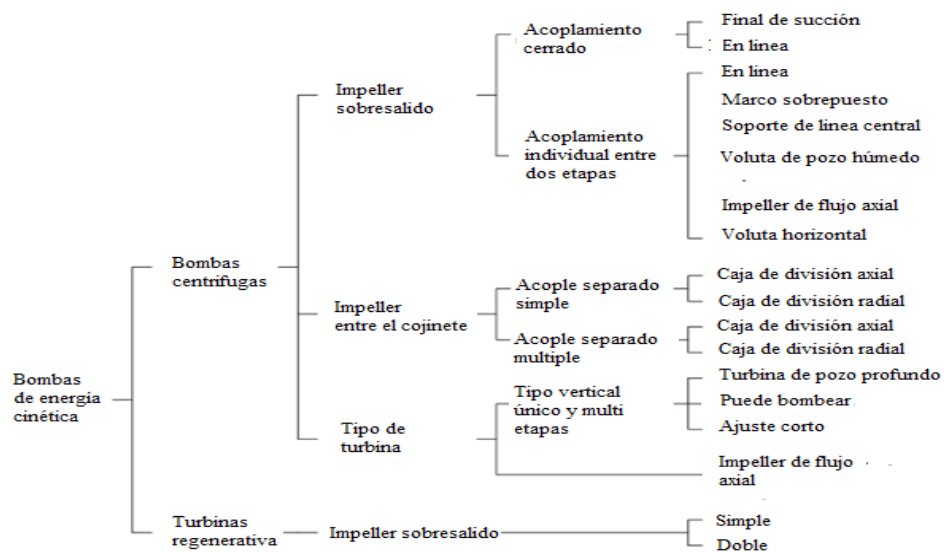


Figura 34. Tipos de bombas de energía cinética [118]

La Figura 35 ilustra las bombas que se encuentran comúnmente en las operaciones de producción. Las bombas se clasifican comúnmente por el índice de flujo y presión diferencial [118].

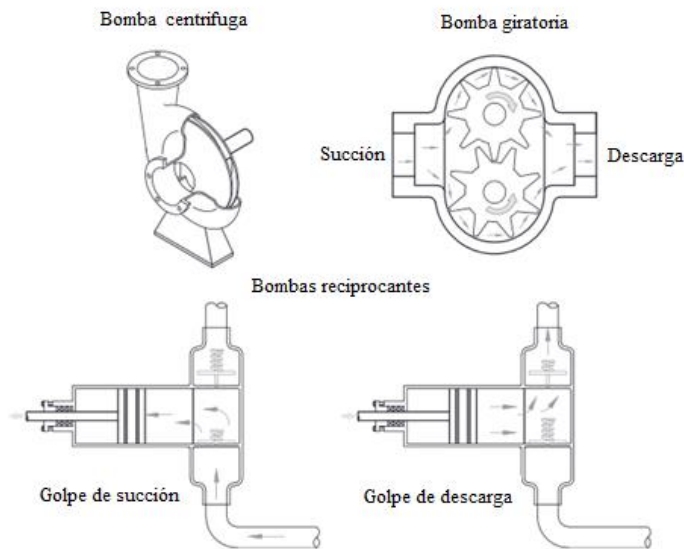


Figura 35. Bombas para operaciones de producción [114]

Las bombas centrífugas son las bombas más utilizadas y se ha estimado hasta el 80% de todas las bombas utilizadas en las operaciones de producción. Son ampliamente aceptados porque combinan un costo relativamente bajo con alta confiabilidad, tamaño compacto, flujo no pulsante y fácil mantenimiento. También están ampliamente disponibles porque cubren un amplio rango de aplicaciones de presión y flujo, además pueden operar en un amplio rango de flujo [118].

1.7.5.2 Influencia de las bombas en sistemas de recirculación

La recirculación que se desarrolla dentro de las características de un circuito cerrado no recibe energía externa y sólo con la inercia del calor del agua sería muy lento e ineficaz el proceso de transferencia de calor. Por lo cual la bomba aporta la energía necesaria para recircular los caudales de retorno. Igual que con los demás elementos de la red, el buen dimensionamiento de la bomba es importante. Una bomba con demasiada potencia genera ruidos molestos y puede ocasionar problemas en la instalación. Para la estación del equipo se debe calcular la pérdida de carga en el sistema debida a la recirculación y al caudal que se pretende recircular. Con estos dos

parámetros se puede seleccionar el equipo de bombeo que satisfaga las necesidades de la red [119].

1.7.5.3 Bomba Centrífuga

La estructura típica de una bomba centrífuga consiste en tubería de entrada, impulsor y voluta, como se muestra en la Figura 36. Bajo una tasa de flujo parcial, parte del fluido regresará al impulsor debido al gradiente de presión adverso relativamente grande en la salida del impulsor. Este fluido consume trabajo adicional del eje en el impulsor y da como resultado una pérdida de recirculación [120].

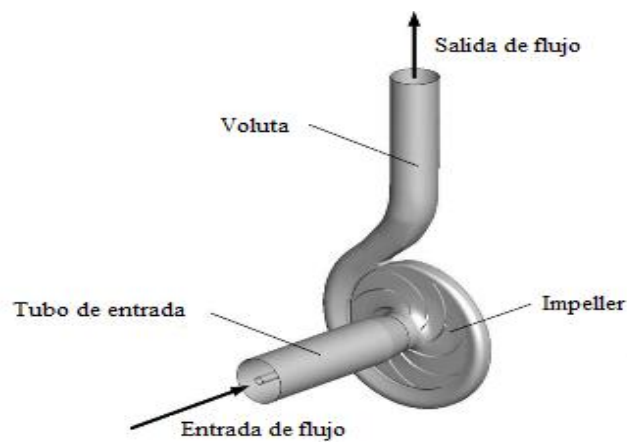


Figura 36. Bomba centrífuga [120]

El fluido en el impulsor en modo de bomba se acelera con un gradiente de presión positivo tal como se muestra en la Figura 37, por lo tanto, se genera la pérdida de separación, la pérdida de mezcla de estela y la pérdida de recirculación.

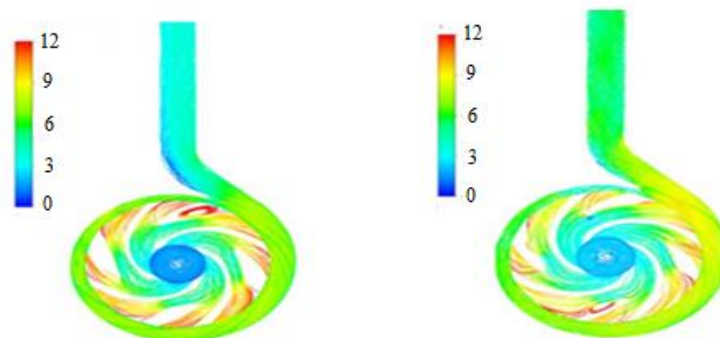


Figura 37. Distribución de la temperatura del fluido de acuerdo a la velocidad de la bomba centrífuga [120]

La fricción hidráulica es la mayor pérdida en la tubería de entrada de succión, la pérdida de fricción de la superficie resulta de la capa límite de la pared de la superficie de la pala y la cámara del impulsor [120].

La bomba centrífuga muestra muchas ventajas y sus características de construcción simple y de entrega de caudal constante, por lo que se puede fabricar en una amplia gama de materiales resistentes a la corrosión. Funciona a elevadas velocidades (hasta 100 Hz), siendo acoplada directamente a un motor eléctrico. En general cuanto mayor es la velocidad más pequeños son la bomba y el motor para un servicio determinado y es mucho más pequeña que otras bombas de igual capacidad. Por éstas razones la bomba centrífuga eléctrica es la que se acopla de mejor manera al presente trabajo ya que se desea una bomba que recircule el agua con un caudal constante y de pequeñas dimensiones.

1.8 Selección de alternativas

Como se mencionó anteriormente existen varios tipos de condensadores ya sea por la aplicación, la forma, el fluido de trabajo entre otras características, pero los que más se apegan a la investigación planteada son los de tipo coraza envolvente y serpentín, ya que gracias a su forma compacta y modo de enfriamiento se puede aplicar agitación directa al fluido de enfriamiento del condensador, en la Tabla 6 se muestra la selección de las alternativas ya que los condensadores antes mencionados tienen su clasificación de acuerdo a la configuración de su serpentín, según la escala de investigación y calificación de Likert para valoración de proyectos técnicos se debe evaluar los parámetros de selección [121].

1.8.1 Parámetros de evaluación de alternativas

Para la evolución de los condensadores se tomarán en cuenta los siguientes parámetros:

- **Adaptación de agitación:** Este parámetro se refiere a la dificultad de adaptar al condensador agitación directa de acuerdo a las necesidades de la investigación.
- **Forma de serpentín:** Se refiere a la complejidad de construcción del serpentín ya que en el país no se cuenta con la tecnología suficiente para poder realizar formas complejas.

- **Costo de fabricación:** Debido a las necesidades de la investigación propuesta se debe construir la alternativa que se encuentre dentro del presupuesto destinado para dicha investigación.

1.8.2 Valoración de los parámetros de selección

Para la selección se colocará un valor numérico a cada parámetro, tal como se muestra en la Tabla 5.

Tabla 5. Valoración numérica de parámetros.

Parámetro		Valoración numérica
Adaptación de recirculación	Fácil	3
	Medio	2
	Difícil	1
Forma de serpentín	Simple	3
	Intermedia	2
	Compleja	1
Costo de fabricación	Bajo	3
	Medio	2
	Alto	1

Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Las alternativas a escoger son:

- **Alternativa 1:** Condensador coraza envolvente y serpentín helicoidal de diámetro constante.
- **Alternativa 2:** Condensador coraza y serpentín helicoidal de diámetro variable.
- **Alternativa 3:** Condensador de coraza envolvente y tubos en espiral plana.

La alternativa a escoger será la que cuente con el valor numérico más alto [121].

Tabla 6. Selección de alternativas

Parámetro	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Adaptación de recirculación	2	2	2
Forma del serpentín	3	2	1
Costo de fabricación	3	2	1
Total	8	6	4
Índice porcentual	44 %	33 %	23 %

Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Debido a la necesidad de resolver el problema principal planteado, además tomando en cuenta los parámetros impuestos que se debe cumplir, una vez analizado dichos parámetros la alternativa a escoger que cuenta con la mejor puntuación es la opción 1 con un índice porcentual de 44 del total, tal como se puede observar en la Tabla 6.

A continuación, se muestra un resumen de los resultados más representativos del presente capítulo.

La información detallada en el capítulo 1 muestra que el uso de energías dentro del sistema industrial enfocado en la calefacción, ventilación y de aire acondicionado consume la gran mayoría de la energía primaria total. Siendo la utilización de refrigerantes la principal causa para la generación de gases efecto invernadero alcanzando un considerable daño a la capa de ozono, en la COP 21 se impulsa el desarrollo de tecnologías que funcionen con energías renovables. Por lo cual es muy importante aprovechar dichas fuentes de energía con sus distintas aplicaciones a sistemas y configuraciones de bombas de calor que dependiendo de su aplicación pueden generar un COP de entre 1.5 hasta 6.

Dentro de un sistema de refrigeración uno de los elementos más importantes es el condensador, ya que permite la transferencia de calor hacia el fluido a calentar, dependiendo de la configuración geométrica, dichos parámetros de transferencia de calor dentro de un condensador se pueden modificar u optimizar utilizando bombas para la recirculación de agua con el objetivo de mejorar la distribución de calor del fluido de trabajo y controlar la temperatura dentro del condensador.

CAPÍTULO II

ECUACIONES Y PARÁMETROS DE DISEÑO DE UN CONDENSADOR CON RECIRCULACIÓN MEDIANTE EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Para tener una idea más clara del funcionamiento del ciclo de refrigeración por compresión de vapor en el presente capítulo se plantea y analiza las ecuaciones para dicho ciclo, incluyendo los parámetros de diseño del condensador tanto para el serpentín y la bomba de recirculación, además de la eficiencia de transferencia de calor en el condensador.

2.1 Evaporador

Tal como se mencionó en el capítulo anterior el evaporador se comporta como un intercambiador de calor el cual absorbe calor de un espacio, manteniéndose a baja presión, en éste punto el refrigerante cambia de fase líquida a vapor, la ecuación que se usa para la transferencia de calor en un evaporador se observa en la ecuación (1) [122]:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (1)$$

Donde:

\dot{Q}_{ev} : Calor transferido al líquido refrigerante, [W].

\dot{m}_r : Flujo másico del refrigerante, [kg/s].

h_4 : Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador, [kJ/kg].

h_1 : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador, [kJ/kg].

2.2 Compresor

El compresor se encarga de proporcionar el trabajo para poder recircular el fluido de trabajo a lo largo de todo el ciclo, el trabajo de un compresor puede ser expresado por la ecuación (2):

$$W_{com} = \frac{P_{suc} v_{suc}}{\eta_{com}} \left(\frac{K}{K-1} \right) \left[\left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \quad (2)$$

Donde:

P_{suc} : Presión a la entrada del compresor, [Pa].

P_{des} : Presión a la salida del compresor, [Pa].

K : Relación de los calores específicos constantes.

η_{com} : Eficiencia del compresor.

v_{suc} : Volumen específico del refrigerante a las condiciones de entrada del compresor, [m³/kg].

2.3 Válvula de expansión

En la actualidad las válvulas de expansión electrónicas son muy utilizadas debido a que tienen un mejor comportamiento que las válvulas de expansión térmicas, mediante la ecuación (3) se puede obtener el flujo másico de la válvula de expansión.

$$\dot{m}_r = C_D \cdot A_{th} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_3 \cdot (P_3 - P_4)} \quad (3)$$

Donde:

C_D : Caudal másico de refrigerante, que depende de la densidad del refrigerante a la entrada de la válvula, [kg/s].

A_{th} : Área de la sección transversal para el flujo de fluido, la cual varía con los pulsos eléctricos, [m²].

ρ_3 : Densidad del refrigerante, [kg/m³].

P_3 : Presión del refrigerante en el condensador, [Pa].

P_4 : Presión a la salida de la válvula, [Pa].

2.4 Condensador

Su principio de funcionamiento al igual que el evaporador es como un intercambiador de calor, pero en éste se produce una absorción de calor necesario para lograr de esta

manera transformar el estado del refrigerante de vapor a líquido y se rige por la ecuación (4).

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_2) \quad (4)$$

\dot{Q}_{cd} : Calor cedido al líquido refrigerante, [W]

\dot{m}_r : Flujo másico del refrigerante, [kg/s].

h_3 : Entalpía del refrigerante a la salida del condensador, [kJ/kg].

h_2 : Entalpía del refrigerante a la entrada del condensador, [kJ/kg].

Otra forma de poder determinar el calor que se extrae del refrigerante es mediante la transferencia de calor tal como se aprecia en la ecuación (5) [123].

$$\dot{Q}_{cd} = A \cdot U \cdot F \Delta T_{\log} \quad (5)$$

Donde:

\dot{Q}_{cd} : Calor cedido al líquido refrigerante, [W].

A : Superficie de transferencia de calor, [m²].

U : Coeficiente global de transferencia de calor, [W/m²·K].

ΔT_{\log} : Diferencia de temperatura media logarítmica entre los fluidos, [°C].

Cuando se conocen o se pueden determinar, las temperaturas a la entrada y a la salida de los fluidos caliente y frío a partir de un balance de energía tal como se muestra en la ecuación (6) [124].

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_h c_h (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c c_c (T_{ci} - T_{co}) \quad (6)$$

De donde despejando la ecuación (7) se puede obtener la ganancia de temperatura del fluido frío tal como se muestra en la ecuación (7a).

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_c c_c (T_{ci} - T_{co}) \quad (7)$$

$$T_{co} = T_{ci} - \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{m}_c c_c} \quad (7a)$$

Donde:

T_{co} : Ganancia de temperatura del fluido frío, [°C].

\dot{m}_c : Flujo másico del fluido frío, [kg/s].

\dot{Q}_{cd} : Calor máximo cedido, [W].

T_{ci} : Temperatura en la entrada del agua, [°C].

Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos períodos sin cambios en sus condiciones de operación. Por lo tanto, se pueden considerar como aparatos de flujo estacionario porque de esta manera el flujo másico de cada fluido permanece constante.

2.4.1 Calor máximo cedido

Para diseñar un condensador es importante tomar en cuenta la cantidad ideal o máxima posible de transferencia de calor, partiendo de la diferencia máxima de temperaturas y de la mínima razón de capacidad calorífica, debido a que debe obedecer a la primera ley de la termodinámica, esto se lo obtiene mediante la ecuación (8) [125].

$$\dot{Q}_{\max} = (\dot{m} c_p)_{\min} \cdot (T_{he} - T_{ce}) \quad (8)$$

Donde:

\dot{Q}_{\max} : Calor máximo cedido, [W].

\dot{m} : Flujo másico, [kg/s].

C_p : Calor específico, [J/kg·K].

T_{he} : Temperatura de entrada del fluido caliente, [°C].

T_{ce} : Temperatura de entrada del fluido frío, [°C].

La ecuación (8) depende de la mínima razón de capacidad calórica $(\dot{m}c_p)_{\min}$, para obtener el $(\dot{m}c_p)_{\min}$ se debe tener las siguientes consideraciones ya que es necesario determinar cuál es la razón mínima de capacidad calórica que tiene el condensador mediante los apartados 9 y 9a [125]:

$$si : \dot{m}_h c_{ph} > \dot{m}_c c_{pc} \Rightarrow (\dot{m}c_p)_{\min} = \dot{m}_c c_{pc} \quad (9)$$

$$si : \dot{m}_h c_{ph} < \dot{m}_c c_{pc} \Rightarrow (\dot{m}c_p)_{\min} = \dot{m}_h c_{ph} \quad (9a)$$

Donde:

\dot{m}_h : Flujo másico del fluido caliente, [kg/s].

c_{ph} : Calor específico del fluido caliente, [J/kg·K].

\dot{m}_c : Flujo másico del fluido frío, [kg/s].

c_{pc} : Calor específico del fluido frío, [J/kg·K].

Para obtener el flujo másico que de igual manera es necesario para el cálculo de la ecuación (8) se obtiene mediante la ecuación (10), ésta aplica tanto para el refrigerante y el agua de enfriamiento del condensador, la misma que depende de la velocidad del fluido v [m/s], de la superficie por el lugar que transita s [m²] y de la densidad del fluido ρ [kg/m³].

$$\dot{m} = vs\rho \quad (10)$$

A su vez la ecuación (11), depende del flujo volumétrico Q [m³/s] de aquí la gran importancia de la necesidad calcular el caudal, siendo éste el volumen de fluido que circula a través de una sección por unidad de tiempo tal como se la representa en la ecuación (11) [126].

$$Q = vs \quad (11)$$

Para poder determinar la velocidad del fluido la cual interviene en la ecuación (11), v se debe despejar la velocidad de dicha ecuación, ya que la superficie s se la obtiene de

la tubería y el flujo volumétrico (Q), se lo obtiene de datos técnicos de la bomba de recirculación.

2.4.2 Superficie de transferencia de calor

Uno de los parámetros de gran importancia para el diseño de un condensador o de un intercambiador de calor es la superficie de transferencia de calor externa necesaria para dimensionar el condensador. Una vez obtenido el calor máximo cedido (Q_{max}) en el condensador, éste se substituye en lugar del calor cedido \dot{Q}_{cd} en la ecuación (5), de esta manera se puede despejar la superficie externa necesaria para la transferencia de calor.

$$A = \frac{\dot{Q}_{max}}{U \cdot F \cdot \Delta T_{Log}} \quad (12)$$

Como se observa en la ecuación (12), ésta depende del coeficiente global de transferencia de calor además de la diferencia de temperatura media logarítmica por consiguiente se debe analizar cada una de estas variables para su resolución.

2.4.3 Coeficiente global de transferencia de calor

Para el diseño de intercambiadores de calor, como es el caso del condensador se debe analizar el tipo de coeficientes que afectan al mismo ya sea por convección, por conducción o por radiación [127].

En éste caso el coeficiente convectivo es despreciable ya que el espesor de la pared del tubo es menor a 3 mm [128], debido a que no existe radiación en el caso de estudio el coeficiente por radiación también es despreciable, entonces el coeficiente global de transferencia de calor se lo puede estimar como se muestra en la ecuación (13).

$$U = \frac{1}{\frac{A_e}{h_r A_i} + \frac{1}{h_a}} \quad (13)$$

Donde:

A_e : Superficie externa del serpentín, [m²].

A_i : Superficie interna del serpentín, [m²].

h_r : Coeficiente de transferencia de calor monofásico dentro del tubo, [W/m²·K].

h_a : Coeficiente de transferencia de calor en el lado del agua, [W/m²·K].

Se puede apreciar que la ecuación (13), depende únicamente del coeficiente convectivo dentro del tubo y fuera del tubo, los mismos que se deben analizar por separado para poder obtener los resultados más acertados posibles.

2.4.4 Coeficiente convectivo de transferencia de calor

El coeficiente convectivo fuera del tubo del condensador tiene influencia del agua la misma que se encuentra recirculando dentro de la coraza del condensador por ésta razón éste coeficiente se debe analizar en función de las propiedades térmicas del agua, tomando en cuenta dichas propiedades ésta se estima mediante la ecuación (14) [129].

$$h_a = 0.5 \frac{k_a}{d_e} \left(\frac{g \beta_a \Delta t d_e^3 \rho_a^2 C_{pa}}{\mu_a k_a} \right)^{0.25} \quad (14)$$

Donde:

k_a : Conductividad térmica del agua, [W/m·K].

d_e : Diámetro exterior del tubo del serpentín, [m].

g : Aceleración debida a la gravedad, [m/s²].

β_a : Coeficiente de expansión térmica del agua, [1/K].

Δt : Diferencia de temperatura, [°C].

ρ_a : Densidad del agua, [kg/m³].

C_{pa} : Calor específico, [kJ/kg·K].

μ_a : Viscosidad dinámica del agua, [Pa·s].

Otra manera de determinar la convección externa forzada debido a la recirculación del agua es mediante la determinación del número de Nusselt y se define como el coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección siendo de gran importancia éste para la obtención de resultados ya que depende de los números adimensionales como el número de Reynolds Re y el número de Prandtl Pr , tal como se muestra en la ecuación (15) [129].

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4 / Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (15)$$

Una vez obtenido el Nusselt, debido a que interviene convección externa forzada por causa de la recirculación del fluido de trabajo es necesario el cálculo del coeficiente convección externa forzada h_a , el mismo que depende del diámetro externo de la tubería d_e , de la conductividad térmica del fluido que circula por fuera del tubo k_a y del número de Nusselt [129].

$$h_a = \frac{k_a}{d_e} \cdot Nu \quad (16)$$

Como se analiza en la ecuación (16), el número de Nusselt depende de los números de Reynolds y de Prandtl los mismos que se analizan a continuación:

2.4.5 Número de Prandtl

El número de Prandtl es el parámetro adimensional que permite describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica, por esta razón es de gran importancia tener en cuenta las propiedades del fluido de trabajo, la mejor manera de obtener el número de Prandtl para la convección es mediante la ecuación (17).

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (17)$$

Donde:

c_p : Calor específico del fluido, [m].

μ : Viscosidad dinámica del fluido, [Pa/s].

k : Conductividad térmica, [W/m·K].

2.4.6 Número de Reynolds

Este número permite identificar el tipo de régimen de circulación del fluido mediante la relación de las fuerzas de inercia y las fuerzas de rozamiento que sufre un fluido y se lo puede obtener mediante la ecuación (18) [129], para éste cálculo se debe tomar en cuenta tanto las propiedades del fluido como la del espesor del conducto por el cual circula.

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot L_c}{\mu} \quad (18)$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido, [kg/m³].

v : Velocidad media circulante del fluido, [m/s].

L_c : Longitud característica, [m].

μ : Viscosidad dinámica del fluido, [Pa/s].

Para el análisis del coeficiente convectivo de transferencia de calor dentro de la tubería del condensador, se debe analizar el comportamiento que tiene el refrigerante dentro del mismo, esto se lo puede determinar mediante el análisis del número de Grashof.

2.4.7 Número de Grashof

Es el parámetro adimensional que representa los efectos de la convección natural, la razón entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa en oposición que actúan sobre el fluido, esto se lo puede determinar mediante la ecuación (19).

$$\text{Gr}_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (19)$$

Donde:

g : Aceleración gravitacional, [m/s²].

β : Coeficiente de expansión volumétrica, [1/K].

T_s : Temperatura de la superficie, [°C].

T_∞ : Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, [°C].

L_c : Longitud característica de la configuración geométrica, [m].

ν : Viscosidad cinemática del fluido, [m/s²].

A partir de este parámetro se puede determinar si el flujo del fluido es laminar o turbulento dentro de la convección natural, generando las siguientes afirmaciones [124].

- El régimen de flujo se vuelve turbulento a números de Grashof mayores que 10^9 entonces:

$$Gr_{crítico} : 1 \times 10^9 \text{ (Flujo turbulento } > Gr_{crítico} \text{)}$$

- Para determinar la convección natural y forzada que se involucran en el momento que una superficie se expone a flujo externo, en el proceso de transferencia de calor se considera el valor del coeficiente: [124].

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \quad \text{Coeficiente de evaluación}$$

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} > 1 \quad \text{Convección natural o libre}$$

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} < 1 \quad \text{Convección forzada}$$

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} = 1 \quad \text{Convección mixta o combinada}$$

Debido a que el refrigerante se encuentra circulando dentro del tubo del serpentín del condensador, se debe calcular el coeficiente de transferencia de calor monofásico y se lo puede calcular mediante la ecuación (20) [130].

$$h_r = 0.023 \cdot \frac{k_r}{d_i} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \quad (20)$$

Donde:

k_r : Conductividad térmica del refrigerante, [W/m·K].

d_i : Diámetro interno del tubo del serpentín, [m].

Re : Número de Reynolds adimensional

Pr : Número de Prandtl adimensional

Otra de las variables que intervienen en la ecuación las diferencias de temperaturas medias logarítmicas tal como se analiza a continuación.

2.4.8 Diferencia de temperatura media logarítmica

La diferencia de temperaturas medias logarítmicas con la ayuda de las temperaturas de entrada, de salida tanto del fluido caliente (refrigerante) y el fluido frío (agua) que intervienen en el condensador, se la puede obtener con la ayuda de la ecuación (21) [60], es de gran importancia tener en cuenta las temperaturas de cada uno de los fluidos para poder resolver dicha ecuación.

$$\Delta T_{\log} = \frac{(T_{er} - T_{sa}) - (T_{sr} - T_{ea})}{\ln \left(\frac{(T_{er} - T_{sa})}{(T_{sr} - T_{ea})} \right)} \quad (21)$$

Donde:

T_{er} : Temperatura en la entrada del refrigerante, [°C].

T_{sr} : Temperatura en la salida del refrigerante, [°C].

T_{ea} : Temperatura en la entrada del agua, [°C].

T_{sa} : Temperatura en la salida del agua, [°C].

En los intercambiadores de calor es necesario el factor de corrección F, el mismo que depende de dos factores P y R los mismos que se presentan en los apartados a1 y a2.

$$P = \frac{T_{sr} - T_{er}}{T_{ea} - T_{er}} \quad (a1)$$

$$R = \frac{T_{ea} - T_{sa}}{T_{sr} - T_{er}} \quad (a1)$$

2.4.9 Dimensionamiento del serpentín

Una vez obtenida el área necesaria de transferencia de calor se procede al cálculo aritmético del serpentín helicoidal de diámetro constante, para el diseño del serpentín se debe tomar en cuenta las pérdidas o ganancias de energía en el sistema ya que existen factores externos que afectan al mismo, para esto se debe estimar un máximo del 15 % más grande que el área del evaporador, partiendo con un área superficial y con la ayuda de la ecuación (22) se puede obtener la longitud de tubería necesaria para diseñar el serpentín.

$$L = \frac{A}{\phi_e \cdot \pi} \quad (22)$$

Donde:

L : Longitud de la tubería, [m].

A : Área de transferencia de calor, [m²].

ϕ_e : Diámetro exterior de la tubería, [m].

Una vez obtenida la longitud mínima de tubería necesaria para la construcción del serpentín se procede a calcular el número de vueltas mínimas que éste debe tener mediante la ecuación (23) [46].

$$N = \frac{L}{\phi_{es} \cdot \pi} \quad (23)$$

Donde:

L : Longitud de la tubería, [m].

N : Número de espiras, adimensional.

ϕ_{es} : Diámetro de espira, [m].

Una vez determinados las dimensiones y los parámetros a la cual se funcionará el condensador se procede a determinar la eficiencia del mismo.

2.5 Efectividad del condensador

Como se ha mencionado anteriormente el condensador es el encargado de calentar el fluido frío (agua) el mismo que ingresa con una temperatura T_{ea} a la temperatura más alta posible la misma que sería T_{er} , siendo el propósito principal absorber energía del fluido más caliente y siendo su límite el caso que la temperatura de entrada del fluido caliente T_{sr} sea igual a la temperatura de entrada del fluido frío T_{ea} [125], para poder representar la cantidad máxima posible de energía que se puede transferir por cualquier intercambiador de calor en éste caso el condensador, se define como la efectividad de un intercambiador de calor que se denomina por ϵ , y se la puede obtener mediante la ecuación (24) [125].

$$\epsilon = \frac{\text{calor real transferido}}{\text{máxima transferencia de calor posible}} \quad (24)$$

Como la ecuación de la efectividad se deriva de la ecuación (8) se debe tener las siguientes consideraciones presentadas en las ecuaciones (25) y (25a), ya que es necesario determinar cuál es el calor real transferido y la máxima transferencia de calor posible una vez definido esto, se presentan los dos casos posibles dentro de un intercambiador de calor [125]:

$$si : \dot{m}_h c_{ph} > \dot{m}_c c_{pc} \Rightarrow \epsilon = \frac{T_{sa} - T_{ea}}{T_{er} - T_{ea}} \quad (25)$$

$$si : \dot{m}_h c_{ph} < \dot{m}_c c_{pc} \Rightarrow \epsilon = \frac{T_{er} - T_{sr}}{T_{er} - T_{ea}} \quad (25a)$$

Donde:

\dot{m}_h : Flujo másico del fluido caliente, [kg/s].

c_{ph} : Calor específico del fluido caliente, [J/kg·K].

\dot{m}_c : Flujo másico del fluido frío, [kg/s].

c_{pc} : Calor específico del fluido frío, [J/kg·K].

T_{er} : Temperatura en la entrada del refrigerante, [°C].

T_{sr} : Temperatura en la salida del refrigerante, [°C].

T_{ea} : Temperatura en la entrada del agua, [°C].

T_{sa} : Temperatura en la salida del agua, [°C].

2.6 Coeficiente de rendimiento

En el CRCV la eficiencia se define como el calor que cede al espacio a calentar sobre el trabajo del compresor para una bomba de calor se calcula mediante la ecuación (26).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp}} \quad (26)$$

Donde:

\dot{Q}_{cd} : Calor que cede a un espacio determinado, por medio del condensador, [W].

\dot{W}_{comp} : Potencia requerida por el compresor, [W].

2.7 Bomba centrífuga

Para determinar la bomba que se debe utilizar para la recirculación del agua para el enfriamiento del condensador, es necesario determinar la energía necesaria para transmitir al fluido de trabajo que se denomina como potencia hidráulica, dicha potencia depende de varios factores tal como se muestra en la ecuación (27) [126].

$$P_{bh} = \rho_{ar} \cdot g \cdot Q_{ar} \cdot h_r \quad (27)$$

Donde:

P_{bh} : Potencia de bomba hidráulica, [W].

ρ_{ar} : Densidad del agua que recircula, [kg/m³].

g : Aceleración de la gravedad, [m/s²].

Q_{ar} : Densidad del agua que recircula, [m³/s].

h_r : Altura dinámica de la bomba en la recirculación, [m].

Una vez presentadas las diferentes ecuaciones que se utilizarán para el presente documento, a continuación, se mencionan los resultados más destacados del capítulo.

Las ecuaciones que se toman en cuenta en este capítulo muestran en su gran mayoría que es de gran importancia tanto las propiedades físicas de los fluidos que intervienen en el condensador como son el agua y el refrigerante R600a, además de los cambios de temperatura que éstos desarrollan al producirse la transferencia de calor, para un correcto cálculo de la transferencia de calor es de gran importancia el estudio de los números adimensionales como son el número de Grashof, Reynolds y Prandtl, ya que éstos intervienen en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor.

Otro de los factores que tiene incidencia en el presente documento es el área necesaria que debe tener el condensador ya que interviene en diferentes ecuaciones. Por otro lado, para lograr uno de los objetivos que se plantean en el presente documento es de gran importancia el estudio de la efectividad del condensador ya que este elemento es el que más incidencia tiene en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, y en términos generales de efectividad de la máquina es necesario el cálculo del COP el mismo que depende del calor que cede el condensador al agua, y de la potencia del suministrada por el compresor.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el presente capítulo, se muestran los valores numéricos de pruebas de funcionamiento para la validación de resultados obtenidos durante el funcionamiento del equipo de refrigeración, que permite analizar la eficiencia de transferencia de calor, utilizando las configuraciones de un condensador sumergido en agua con recirculación y sin recirculación dentro de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, durante un periodo de pruebas con variaciones de tiempo y condiciones climáticas. Generando datos de dichas configuraciones para compararlos analíticamente y gráficamente. Considerando investigaciones como la de Hawleader et al. [48], donde los estudios analíticos y experimentales en un sistema de calentamiento de agua mediante recirculación con bomba de calor asistida por energía solar, la temperatura del agua aumenta con el tiempo obteniendo valores correspondientes en el tanque del condensador de entre 30 y 50 °C.

3.1 Información de la bomba de calor

El proyecto utiliza una bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa. Los cuatro elementos principales de un sistema de refrigeración son un colector/evaporador de placa plana de cobre que realiza el intercambio de calor entre el medio ambiente y el refrigerante. Un condensador de tubo helicoidal de cobre que transfiere el calor hacia el agua. Un compresor hermético alternativo de velocidad variable con refrigerante R600a, complementado con una válvula de expansión electrónica. Funciona bajo el ciclo de refrigeración por compresión de vapor asociado a las configuraciones de no recirculación y recirculación de agua mediante una bomba centrífuga. La Tabla 7 muestra las características técnicas de cada elemento del equipo de pruebas.

Tabla 7. Datos técnicos de la bomba de calor

Elemento	Especificaciones	Descripción
Compresor	Modelo	SECOB_BD35F_101Z_0200
	Peso	4,26 [kg]
	Volumen de desplazamiento	2 [cm ³]
	Tipo	Alternativo
	Carga refrigerante	R134a 0,3 [kg] max
	Voltaje	12/24V DC
	Tmax	55 [°C]
	Velocidad max	3000[rpm]
Colector/evaporador	Area	0,75 [m ²]
	Espesor	0,0015[m]
	Absortividad del Cu	0,25 [a dimensional]
	Emisividad del Cu	0,04 [a dimensional]
	Conductividad térmica Cu	401[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
	Diámetro externo de los tubos	0,0064[m]
	Diámetro externo del tubo	0,0064[m]
Condensador	Espesor	0,0015[m]
	Número de espiras	9
	Capacidad del tanque	5 [L]
	Flujo másico	6,4 [L]
Válvula de expansión	Modelo	CAREL
	Capacidad	1 -100 toneladas
	Refrigerante	Todo tipo
	Presión	45 [Bar]
Bomba centrífuga de recirculación	Modelo	DRAIN SCOTIA
	Voltaje	110-127 [V]
	Potencia	35W
	Caudal	20L/min

Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Para complementar la medición de las condiciones climáticas se empleó una estación meteorológica y un termómetro digital, cuyos datos técnicos se muestran en la Tabla 8.

La estación meteorológica permite tomar datos del condensador, alternando condiciones de recirculación y sin ella. Los parámetros más representativos son la radiación solar, temperatura ambiente y velocidad del viento. Mediante un anemómetro se puede medir la velocidad del viento, acoplado a la veleta para registrar su dirección y el sensor de luz para medir la radiación solar.

Tabla 8. Datos técnicos de equipos meteorológicos

Elemento	Especificaciones	Descripción
Estación Meteorológica	Conexión	Inalámbrica
	Rango Temperatura interna	32 a 60 °C
	Rango de la dirección del viento	0-360°
	Rango de radiación solar	0 a 400 Lux
Pirómetro laser	Capacidad	50-380 °C
	Precisión	0.1 °C
	Tiempo de respuesta	500 ms
	Capacidad	50-380 °C
	Longitud de onda	500 ms

Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Los valores de la temperatura de la superficie de la placa del colector/evaporador fueron registrados mediante un termómetro laser en dos puntos de incidencia durante un período de 6 meses al igual que las condiciones climáticas, realizando cuatro pruebas diarias, valores que se representan en Anexos.

3.2 Pruebas y toma de datos

Para obtener los datos experimentales del sistema, se realizaron pruebas de funcionamiento a diferentes horas del día y así poder determinar cuál es la hora de mayor rendimiento de la bomba de calor asistida por energía solar. Los horarios de funcionamiento fueron 09:10 am, 12:00 pm, 4:00 pm y 8:00 pm. La toma de cada dato se realizó con un intervalo de tiempo de 5 minutos. Las pruebas se realizaron con recirculación de agua y sin recirculación de agua en el condensador bajo condiciones

climáticas similares. Así se puede realizar una adecuada comparación del comportamiento del condensador y su influencia en el rendimiento del sistema.

Las pruebas se tomaron durante un lapso de seis meses en los horarios que se mencionó, a los datos obtenidos, se analizó la radiación promedia debido al estudio que se realiza en el capítulo uno ya que es el factor que más representa en estos sistemas, según las investigaciones de Kong et al. [26], analiza las pruebas con mayor incidencia de radiación solar porque es el parámetro más influyente en el rendimiento del sistema durante el lapso de un año. Considerando esto, se escogieron las pruebas que se realizaron a las 12:00 pm, ya que es la hora del día donde existe mayor radiación solar, para esta investigación se realizaron pruebas durante el lapso de 6 meses, ya que debido al factor tiempo limita el periodo de toma de datos para este documento.

La radiación solar máxima en la Ciudad de Quito (Longitud y latitud) presentó un valor alrededor de 700 W/m^2 mientras que el valor mínimo estuvo cercano a los 200 W/m^2 . El valor de la radiación promedio estimado es de 450 W/m^2 . Por lo que se consideró los días con radiación promedio más cercana a este valor, sin embargo, no todos los valores coincidieron. Entonces, se trató de tomar la mayor cantidad de datos para las pruebas con recirculación y sin recirculación, por lo que se incluyó valores con $\pm 100 \text{ W/m}^2$. La Figura 38 muestra la radiación promedio con respecto a los días en los que se realizaron las pruebas de funcionamiento con los datos obtenidos durante los 6 meses. Los valores considerados fueron los que se encuentran entre el rango inferior y superior.

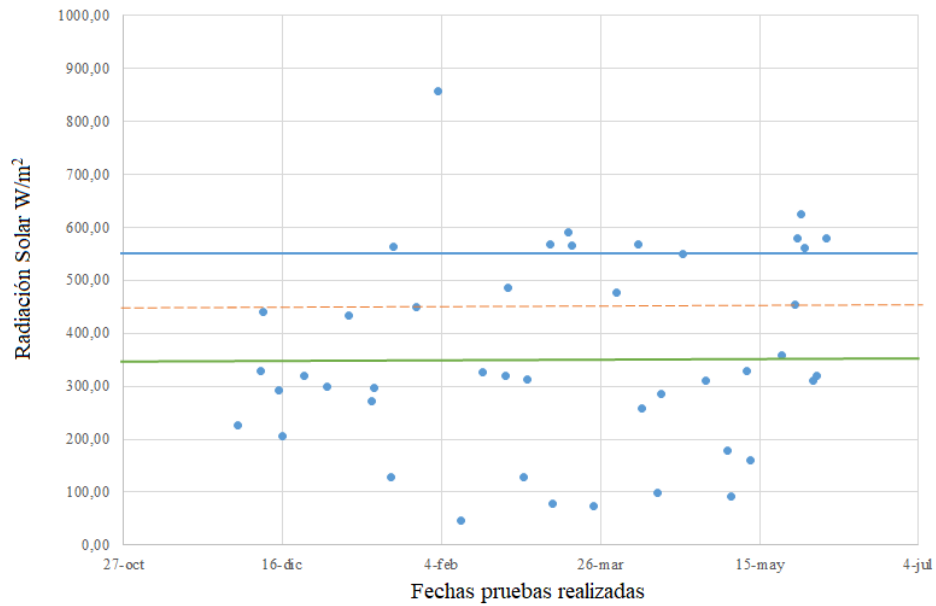


Figura 38. Radiación solar con respecto a las fechas realizadas. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Tabla 9 se presentan los días con las fechas más significativas y las condiciones climáticas en las que el sistema fue analizada experimentalmente sin recirculación.

Tabla 9. Pruebas sin recirculación

Parámetro	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Prueba 4
Fecha	10-12-2018	27-01-2019	21-04-2019	22-05-2019
Condición climática	Parcialmente Nublado	Despejado	Parcialmente Nublado	Parcialmente Nublado
Temperatura ambiente promedio, [°C]	19.16	17.51	16.28	17.91
Incidencia solar máxima, [W/m ²]	692.5	645.6	635.1	656.3
Incidencia solar mínima, [W/m ²]	259.7	202.8	161.8	240.5
Incidencia solar promedio, [W/m ²]	582.42	448.92	358.45	440.25
Temperatura máxima de H ₂ O, [°C]	45.5	45.5	45.5	44.0
Tiempo de calentamiento de H ₂ O [min]	35	40	60	40

Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

En la Tabla 10 se presentan las condiciones climáticas bajo las que funcionó la máquina con recirculación en el condensador.

Tabla 10. Pruebas con recirculación

Parámetro	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Prueba 4
Fecha	26-12-2018	25-02-2019	31-03-2019	26-05-2019
Condición climática	Parcialmente Nublado	Despejado	Parcialmente Nublado	Parcialmente Nublado
Temperatura ambiente promedio, [°C]	17.86	17.41	17.71	17.82
Incidencia solar máxima, [W/m ²]	667.4	680.9	652.9	715.3
Incidencia solar mínima, [W/m ²]	235.6	201.4	225.5	186.4
Incidencia solar promedio, [W/m ²]	454.58	477.22	485.07	434.14
Temperatura máxima de H ₂ O, [°C]	45.8	45.2	46.1	45.4
Tiempo de calentamiento de H ₂ O [min]	40	50	40	50

Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Para las pruebas realizadas con recirculación, se utilizó una bomba de agua centrífuga, la misma que proporciona un caudal de 6.1 L/min. Las pruebas se realizaron de forma alternada, es decir un día con recirculación, al siguiente día sin recirculación en el condensador, buscando condiciones climáticas similares. El fluido que se utilizó para enfriar el condensador fue H₂O debido a sus propiedades térmicas y físicas. Se tomó una conexión del sistema de agua potable residencial que se suministra agua a una temperatura inicial entre 17 y 18 °C. Para establecer la temperatura de calentamiento a la que debe llegar al agua, se tomó en cuenta el estudio experimental realizado por Ibrahim et al. [44], que llegó hasta una temperatura establecida de 55 °C. Por otro lado, en la investigación realizada por Puttevar y Andhar [46], la recirculación del agua se realizó con una temperatura de entrada y salida de 22.4 y 39.5 °C, respectivamente. Tomando en cuenta dichas investigaciones, se procedió a realizar las pruebas de funcionamiento hasta que el agua alcance una temperatura de 45 °C, tanto para la recirculación y sin recirculación. En las pruebas sin recirculación, la prueba que más tiempo tomó en llegar a esta temperatura fue la del día 3, con un tiempo de 60 minutos a las condiciones que se muestran en la Tabla 9. Por otro lado, la prueba con

recirculación que más tiempo tomó en llegar a esta temperatura fue el día 2, con un tiempo de calentamiento de 40 minutos bajo las condiciones climáticas mostradas en la Tabla 10.

3.3 Análisis de la temperatura del agua

Tal como se mencionó anteriormente, el agua debe llegar hasta una temperatura establecida de 45 °C, tanto en la configuración con recirculación y sin recirculación en el condensador.

La Figura 39 muestra la temperatura del agua en función del tiempo con el sistema sin recirculación, partiendo de una temperatura inicial de 18.7 °C. En un tiempo de calentamiento de 35 minutos, iniciando a las 12:00 pm, llegó hasta una temperatura máxima de 45.5 °C para la prueba 1. Mientras que la prueba 4 cuenta con un tiempo de calentamiento de 60 minutos comprendidos entre las 12:00 pm y 1:00 pm incrementando la temperatura del agua desde 18.7 a 45.5 °C. La prueba 1, con una radiación solar promedio de 582.42 W/m², es un 58 % más efectiva que la prueba 3 al reducirse la radiación un 39.5 %.

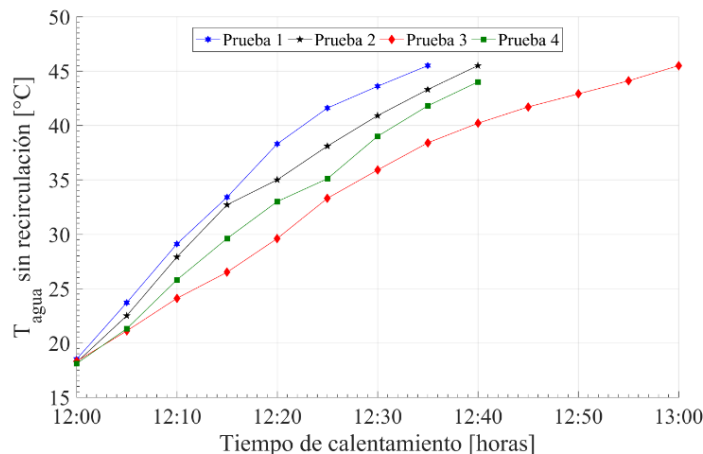


Figura 39. Incremento de temperatura del agua sin recirculación. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

En la Figura 40 se presenta el incremento de la temperatura del agua con recirculación en el tiempo de calentamiento. Se puede apreciar que el tiempo de calentamiento es de 40 minutos, iniciando a las 12:00 pm para la prueba 3, llegando a una temperatura máxima del agua de 46.1 °C. Esta prueba fue un 80 % más rápida en el tiempo de

calentamiento respecto a la prueba 2, que alcanzó una temperatura máxima de 45.2 °C bajo una radiación solar promedio de 477.22 W/m².

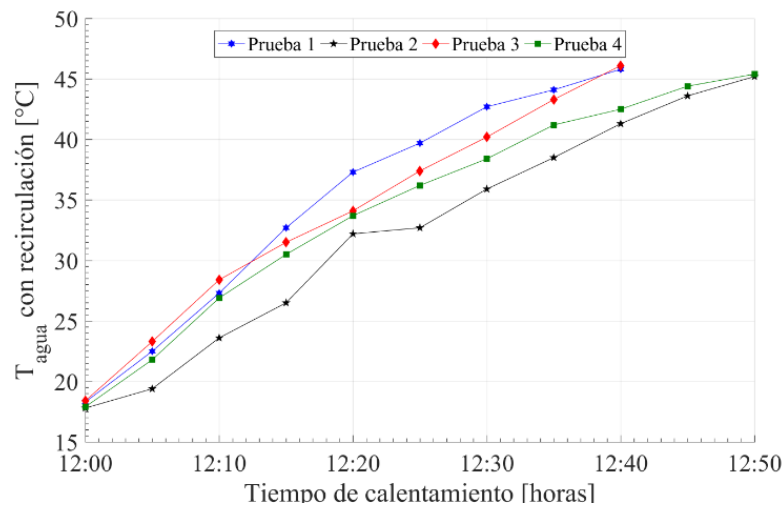


Figura 40. Incremento de la temperatura del agua con recirculación. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

El análisis comparativo del funcionamiento de la bomba de calor con recirculación y sin recirculación se presenta en la Figura 41. Se muestra la temperatura del agua en función del tiempo de calentamiento, donde el sistema con recirculación parte de una temperatura inicial de 18.3 °C llegando a una temperatura máxima de 46 °C en un tiempo de 40 minutos. Por otro lado, el sistema sin recirculación tiene la misma temperatura inicial del agua y alcanza los 45.5 °C en un tiempo de 60 minutos. Al analizar estos valores, en función del tiempo de calentamiento, el sistema con recirculación es 66.6 % más efectivo que el sistema sin recirculación.

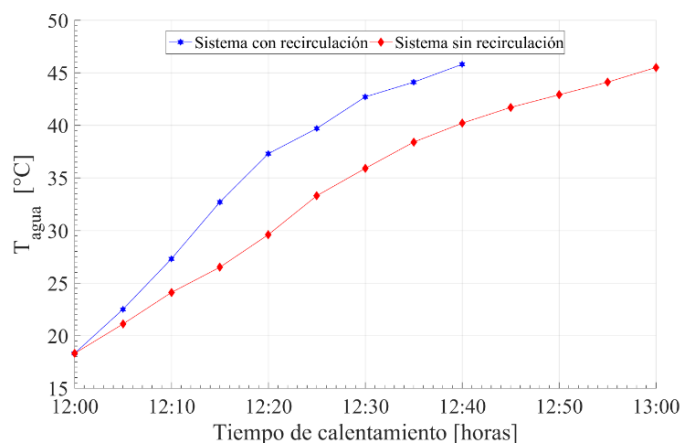


Figura 41. Incremento de la temperatura del agua con recirculación y sin recirculación. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

3.4 Temperatura de agua vs. radiación

La energía solar térmica aprovecha la radiación proveniente del sol para calentar fluidos que circulan por el interior de colectores solares [131]. Pudiendo ser influenciada por las condiciones climáticas durante el día [132]. Las pruebas consideradas para el análisis fueron realizadas en el horario del medio día, comprendido entre las 12:00 pm y 1:00 pm, ya que es el momento donde existe mayor radiación solar.

La Figura 42 muestra una los resultados para el sistema sin recirculación entre la temperatura del agua y la intensidad radiación solar. La prueba 1 muestra una temperatura inicial del agua de 18.5 °C llegando hasta una temperatura de 45.5 °C con una radiación solar, máxima y promedio de 692.5 y 582.42 W/m², respectivamente. La radiación solar máxima y promedio en la prueba 2 fue menor un 8.29 y 39.46 %, respectivamente.

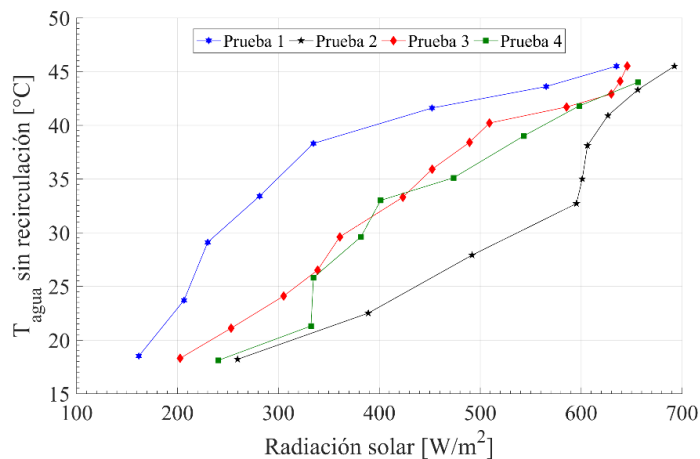


Figura 42. Temperatura del agua sin recirculación vs. radiación solar. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

De igual manera, en la Figura 43 se realiza el análisis de la temperatura del agua en función a la radiación solar para el sistema con recirculación. La prueba 3 presenta una temperatura del agua mínima y máxima de 18.4 y 46.1 °C, respectivamente y con una radiación máxima y promedio de 652.9 y 485.07 W/m², respectivamente. Por otro lado, la prueba 4 tuvo una temperatura inicial del agua de 17.9 °C y se llegó a 45.4 °C, al tener un incremento de 8.33 %, aunque el valor promedio disminuyó 10.5 %. Entonces, las condiciones de la radiación solar fueron, en promedio, similares, por lo que la temperatura del agua alcanzó una temperatura de 45.5 °C para ambas pruebas.

Así se establece que, la radiación solar influye directamente en el proceso de calentamiento, a mayor radiación solar, se alcanza mayor temperatura final en el agua.

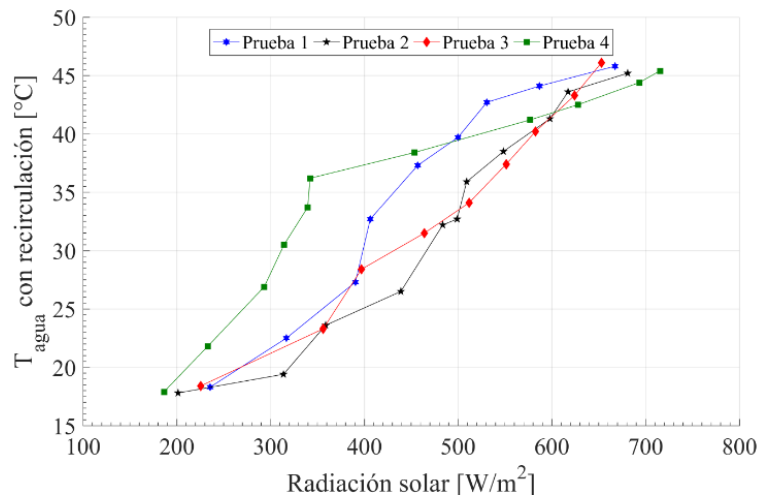


Figura 43. Temperatura del agua con recirculación vs. radiación solar. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

3.5 Análisis de la calidad de vapor

La calidad de vapor se refiere a la cantidad de vapor seco que contiene una unidad de masa de vapor húmedo y se representa con x . Para el caso de la bomba de calor, entra con un porcentaje de calidad al colector/evaporador y sale como vapor sobrecalentado o, como mínimo, con calidad de 100 % [133]. En la Figura 44 se muestra el comportamiento de la calidad de vapor existente en el colector/evaporador durante el tiempo de calentamiento del agua sin recirculación. Se puede evidenciar que la prueba 1 inicia con una calidad de 0.188 % hasta llegar a una calidad de 0.289 % y una calidad promedio de 0.241 % durante un tiempo de calentamiento de 35 minutos. Al analizar la prueba 3, inicialmente y finalmente presenta una calidad de 0.117 y 0.279 %, respectivamente, así como una calidad promedio de 0.206 %. Comparando estas pruebas, se presenta que la prueba 1 tiene una calidad inicial 62.23 % mayor que la presente en la prueba 3, mientras que al final del proceso de calentamiento, este valor se reduce a un 4.47 %.

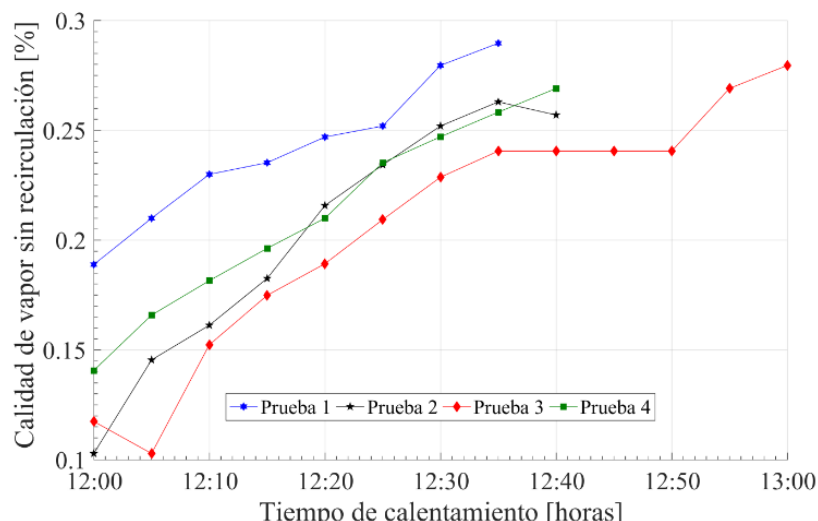


Figura 44. Variación de la calidad de vapor sin recirculación. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

La calidad de vapor en el sistema con recirculación para la prueba 1 inicia con una calidad de 0.128 % y finaliza con una calidad de 0.269 % durante un tiempo de 40 minutos. Mientras que la prueba 4, inicia y finaliza con 0.124 y 0.251 %, respectivamente con un tiempo de calentamiento de 50 minutos. Al analizar estos valores mostrados en la Figura 45, al inicio de la prueba 1 se presenta una calidad de 96.8 % mayor que la prueba 4. Al finalizar la prueba 1 supera a la prueba 4 con un 93.3 %.

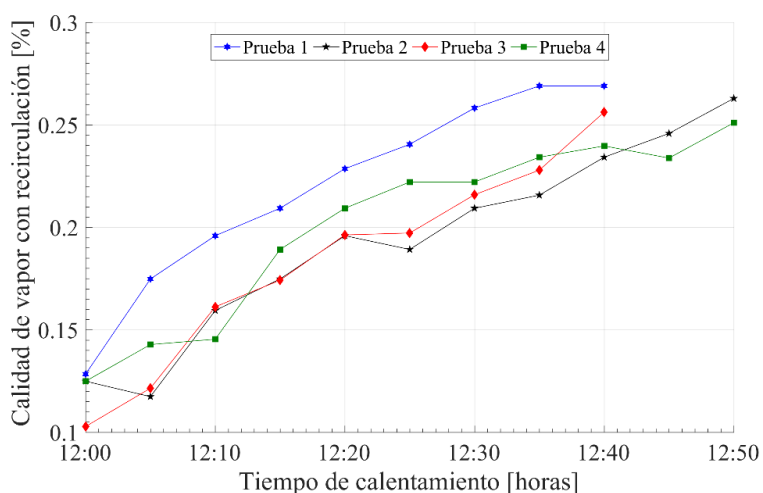


Figura 45. Calidad con recirculación vs. tiempo de calentamiento. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

El sistema con recirculación presenta una calidad de 0.1289 % al iniciar el proceso de calentamiento y un valor al final de 0.269 % durante prueba 1. Al realizar pruebas de

funcionamiento en el sistema sin recirculación, la calidad inicial y final fue de 0.1888 y 0.2896 %, respectivamente. En la Figura 46, se compara la influencia de la recirculación en la calidad de vapor a la entrada del colector/evaporador. Se determina que, el sistema sin recirculación genera una calidad de vapor 41.23 % superior al iniciar el proceso de calentamiento con respecto al sistema con recirculación. Esta diferencia se reduce durante el tiempo de calentamiento en un 7.12 %, consiguiendo una mayor calidad en el sistema sin recirculación.

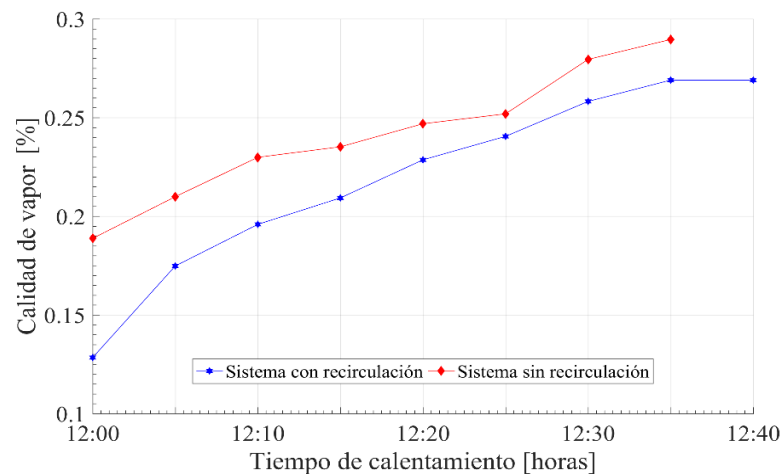


Figura 46. Calidad con recirculación y sin recirculación. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

3.6 Análisis flujo másico

El flujo másico es la cantidad de fluido que circula en un sistema, en unidades de masa con respecto al tiempo [126]. La Figura 47 muestra el flujo másico del refrigerante que circula dentro del sistema de la bomba de calor sin recirculación. La prueba 2 muestra un flujo másico promedio y máximo de 0.00426 y 0.00457 kg/s, respectivamente y un tiempo de calentamiento de 40 minutos. La prueba 4 presenta un flujo másico promedio de 0.00369 kg/s y un flujo másico máximo de 0.00435 kg/s durante un tiempo de calentamiento de 40 minutos. Analizando estos resultados, la prueba 2 muestra que el flujo másico promedio y máximo son de mayor valor con 86.61 y 95.18 %, respectivamente, a pesar que ambas pruebas tienen igual tiempo de calentamiento de agua.

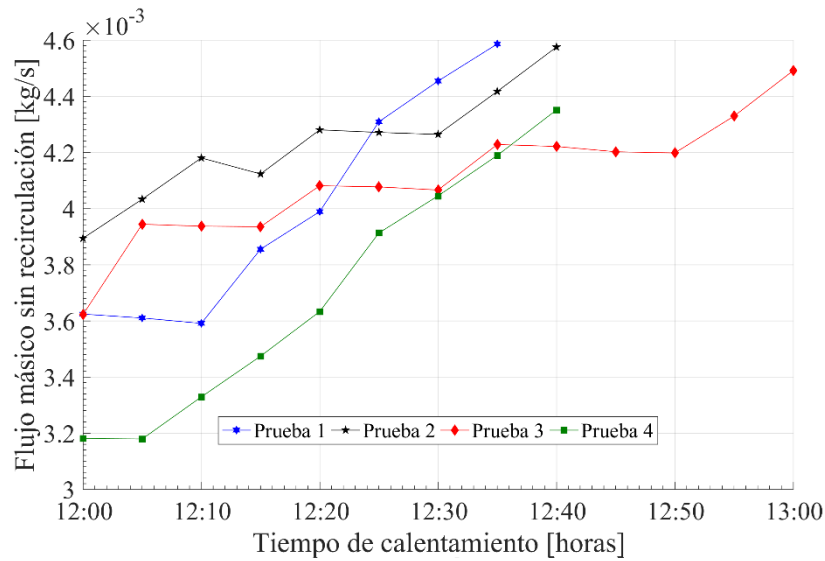


Figura 47. Flujo másico sin recirculación vs. Tiempo de calentamiento.

La Figura 48 muestra el flujo másico con respecto al tiempo de calentamiento para el sistema con recirculación de agua. La prueba 3 presenta un flujo másico inicial y final de 0.00387 y 0.00508 kg/s, respectivamente durante 40 minutos que duró su tiempo de calentamiento, observando la prueba 2 el flujo másico mínimo se estableció en 0.00341 kg/s y un flujo másico al finalizar la prueba de 0.00444 kg/s durante un tiempo de calentamiento igual a 50 minutos. El flujo másico, al inicio, muestra que la prueba 3 es 88.11 % mayor que la prueba 2. De la misma forma, el flujo másico final de la prueba 3 es 87.40 % mayor que la prueba 2. Es importante mencionar que la prueba 2 duró 10 minutos más que la prueba 3.

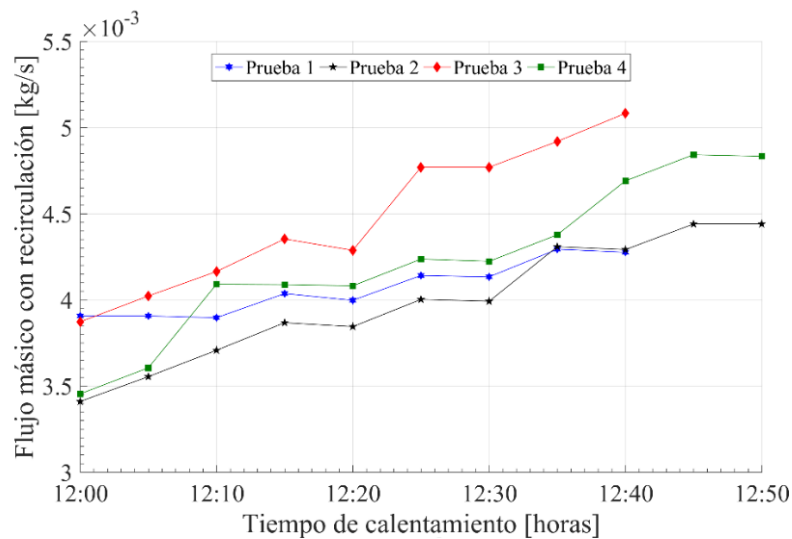


Figura 48. Flujo másico con recirculación vs. Tiempo de calentamiento. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Analizando la Figura 49, el sistema con recirculación tiene un flujo másico inicial de 0.00387 kg/s, un flujo máximo de 0.00508 kg/s durante un período de 40 minutos de calentamiento. Por otra parte, el sistema sin recirculación cuenta con flujo másico mínimo y final de 0.00389 y 0.00457 kg/s, respectivamente. El sistema sin recirculación es 0.51 % mayor que el sistema con recirculación, en cambio el flujo másico al final del sistema con recirculación aumenta 89.96 % con respecto al sistema sin recirculación. A pesar de la corta diferencia del flujo másico al inicio y de un tiempo de calentamiento de 40 minutos, para ambos sistemas se observa un mayor flujo másico final para el sistema con recirculación.

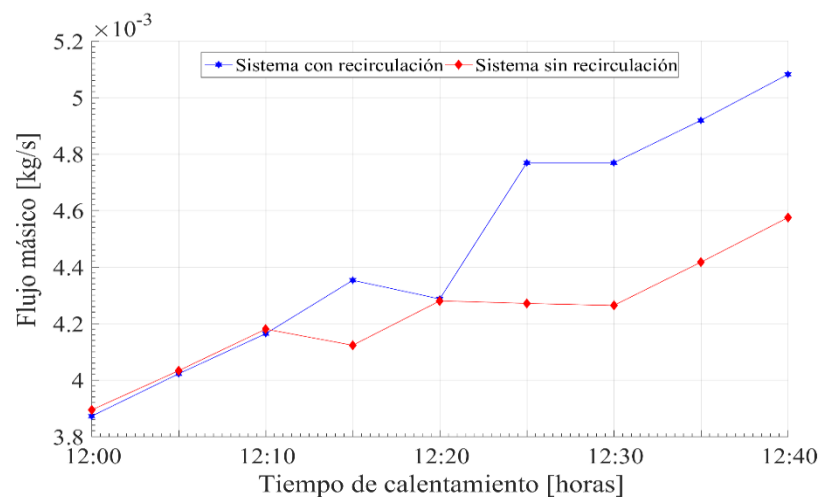


Figura 49. Flujo másico con recirculación y sin recirculación. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

3.7 Análisis presión de compresor

El compresor es el encargado de incrementar la presión del fluido de trabajo que llega desde la salida del colector/evaporador, en este caso el refrigerante R600a. Así se consigue que el refrigerante recircule por todo el sistema [64]. La Figura 50 muestra las presiones, tanto a la entrada como a la salida, en función del tiempo de calentamiento del agua sin recirculación. En la entrada la prueba 2, se muestra una presión promedio y máxima de 196.98 y 211.64 kPa, respectivamente, durante un tiempo de 40 minutos para el calentamiento del agua. Mientras que la prueba 4 tiene una presión promedio de 167.28 kPa y una máxima de 197.85 kPa, con 40 minutos de calentamiento del agua. Analizando estos resultados, se muestra que la presión promedio en la prueba 2 es 84.92 % mayor que la prueba 4. De igual manera, la presión máxima para la prueba 2 se incrementa en 93.48 % con respecto a la prueba 4.

Para la presión de salida se analiza la prueba 1 que cuenta con una presión promedio de 575.33 kPa y una presión máxima de 721.85 kPa con un tiempo de calentamiento de 35 minutos. Para la prueba 3 se tiene una presión promedio y máxima de 528.26 y 687.38 kPa, respectivamente, durante un tiempo de calentamiento de 60 minutos. En consecuencia, la presión promedio de la prueba 1 es 92.13 % mayor que la generada en la prueba 3. La prueba 3 dura 25 minutos más que la prueba 1, adicionalmente la presión máxima de la prueba 1 tiene 95.22 % más presión con respecto a la prueba 3.

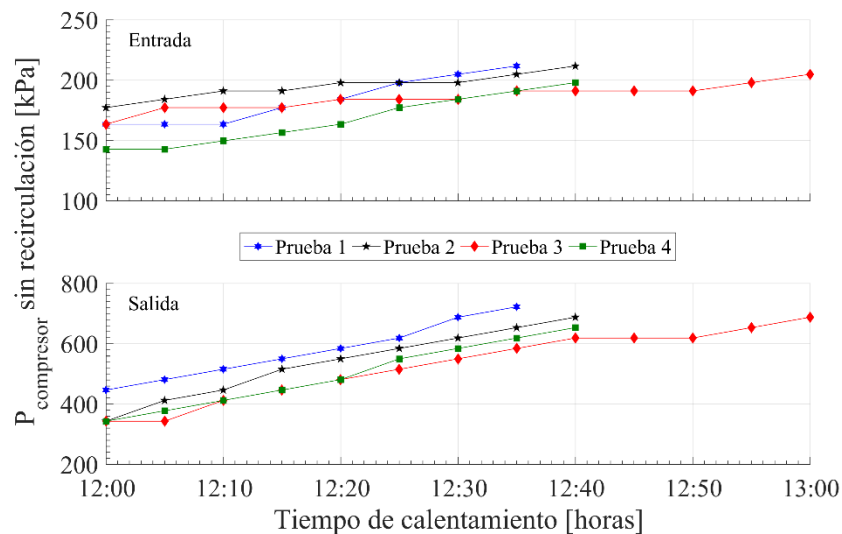


Figura 50. Presión de entra y salida del compresor sin recirculación vs. tiempo de calentamiento.

Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Las presiones promedio y máxima a la entrada del compresor para un sistema con recirculación son 204.74 y 232.33 kPa, respectivamente, para la prueba 3 con 40 minutos de tiempo de calentamiento. Para la salida, la presión promedio es 511.17 kPa, y una máxima de 687.38 kPa. Estas condiciones se muestran en la Figura 51. La prueba 2 muestra una presión promedio de 183.43 kPa y una presión máxima de 200.4 kPa a la entrada del compresor, durante un tiempo de calentamiento de 50 minutos. Las presiones promedio y máxima en la salida para la prueba 2 son 493.07 y 652.91 kPa, respectivamente. Analizando las presiones a la entrada del compresor, la prueba 3 muestra un incremento de 89.59 % con respecto a la prueba 2, por consiguiente, la presión máxima de la prueba 3 es 83.25 % mayor que la prueba 2. Las presiones en la salida del compresor muestran que, la presión media de la prueba 3 es 96.45 % más alta que la prueba 2. La presión máxima de la prueba 3 tiene un valor 94.98 % superior con respecto a la prueba 2.

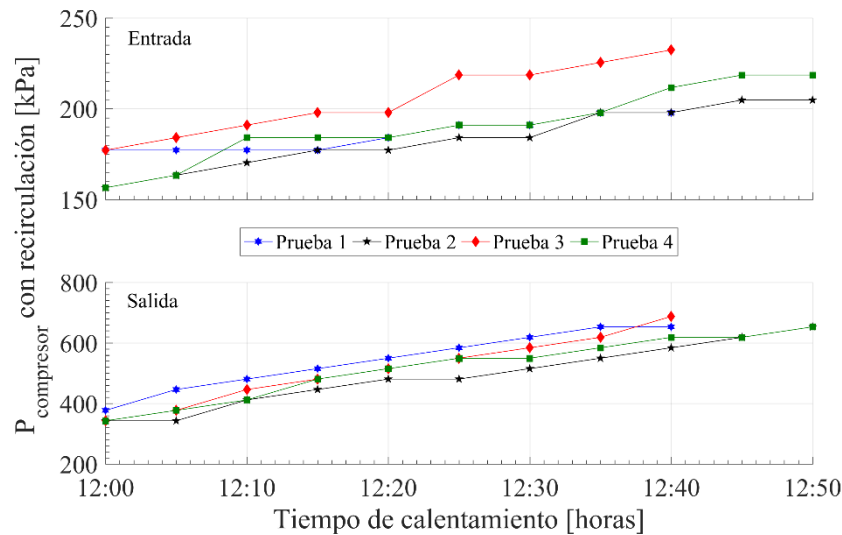


Figura 51. Presión de entra y salida del compresor con recirculación vs. tiempo de calentamiento.

Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

El sistema con recirculación a la entrada del compresor muestra una presión mínima y máxima de 177.17 y 197.85 kPa, respectivamente. En la salida del compresor, las presiones son de 377.12 y 652.91 kPa para la mínima y la máxima. Estas condiciones se dieron durante un tiempo de 40 minutos de calentamiento. El sistema sin recirculación tiene un tiempo de calentamiento de 35 minutos, las presiones a la entrada son 163.4 kPa para la mínima y 211.6 kPa para la máxima. Por otra parte, en la salida para la mínima y para la máxima son 446.06 y 721.85 kPa, como se presenta en la Figura 52.

En la entrada del compresor, la presión mínima del sistema con recirculación se incrementa en 92.22 % con respecto al sistema sin recirculación, al contrario de lo que ocurre con las presiones máximas en la entrada incrementándose un 93.50 % en el sistema sin recirculación. Las presiones mínimas en la salida favorecen al sistema sin recirculación, con un incremento de 84.54 %, de igual manera para las presiones máximas crecen en 90.44 % a favor del sistema sin recirculación.

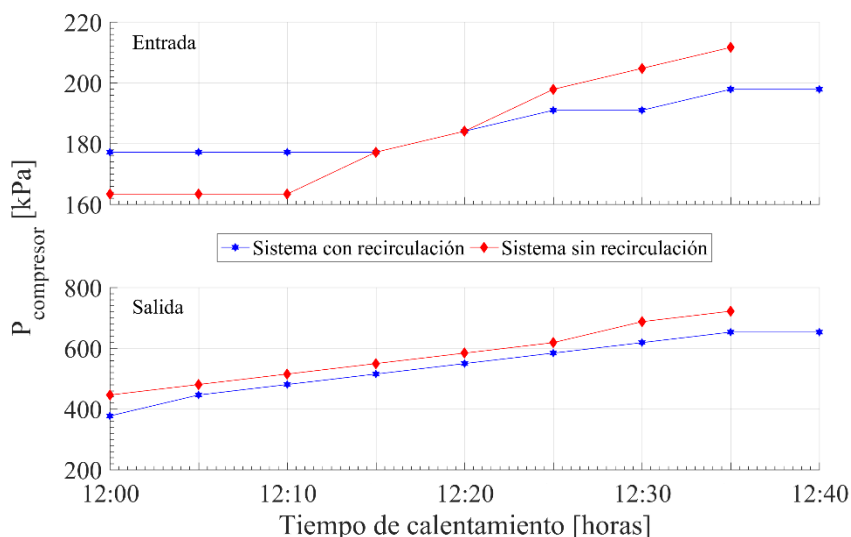


Figura 52. Presión de entra y salida del compresor con recirculación y sin recirculación. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

3.8 Análisis del COP

Se denomina *COP* al coeficiente de rendimiento de un sistema [26] que permite interpretar en términos generales el rendimiento de una bomba de calor. En este caso, la bomba de calor asistida por energía solar se analiza mediante el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. La Figura 53 muestra el *COP* del sistema sin recirculación en función de la temperatura ambiente calculada mediante la ecuación (25). La prueba 1 muestra un *COP* promedio de 6.27, un máximo de 6.78 y una temperatura ambiente promedio de 19.16 °C, para la prueba 3 el *COP* promedio y máximo son 6.86 y 9.04, respectivamente. Para una temperatura ambiente promedio de 16.28 °C en la prueba 3, el *COP* promedio se incrementa en 91.39 % con respecto a la prueba 1. El *COP* máximo se incrementa 75 % en favor de la prueba 3. Se puede afirmar que la prueba 1 cuenta con un incremento de temperatura ambiente promedio 84.96 % mayor que la prueba 3. Sin embargo, en la que generó un mejor *COP* fue la prueba 3.

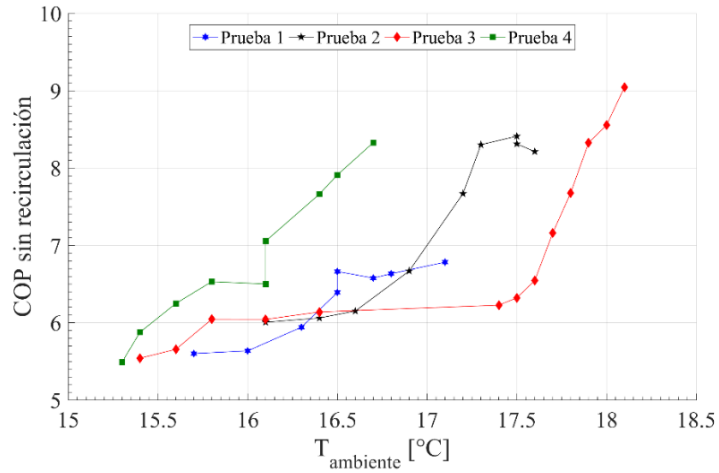


Figura 53. COP sin recirculación vs. Temperatura ambiente. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

La Figura 54 muestra el *COP* para un sistema con recirculación de agua, observando la prueba 2 muestra un *COP* promedio de 7.73 y máximo de 9.92. Estas condiciones se dan a una temperatura ambiente promedio de 17.41 °C, mientras que la prueba 1 posee un *COP* promedio y máximo de 6.63 y 7.30, respectivamente. Estas condiciones se dan a una temperatura ambiente promedio de 17.86 °C. Por consiguiente, a pesar de que la temperatura ambiente promedio de la prueba 1 es 97.48 % mayor que la prueba 2, el *COP* promedio y máximo mejoran un 85.86 y 73.58 %, respectivamente a favor de la prueba 2.

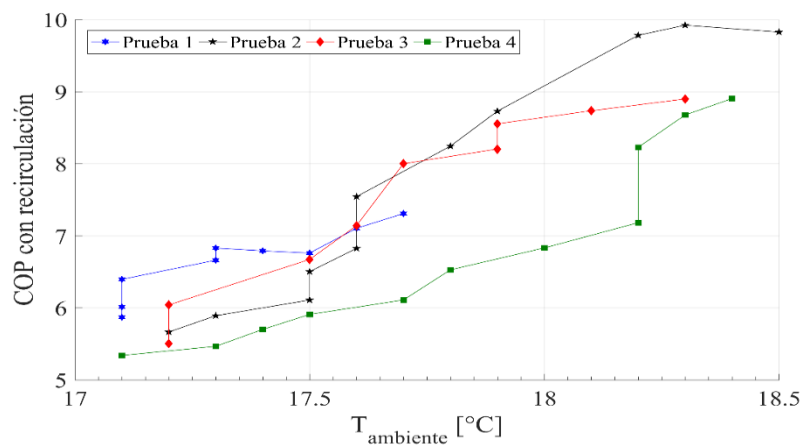


Figura 54. COP con recirculación vs. temperatura ambiente. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

En la Figura 55 se muestra el coeficiente de rendimiento con respecto a la radiación para el sistema sin recirculación. La prueba 3 cuenta con un *COP* promedio de 6.86 y un máximo de 9.04, con una radiación promedio de 448.92 W/m². La prueba 1 muestra un *COP* promedio y máximo de 6.27 y 6.78, respectivamente. La radiación promedio presente en esta prueba es de 358.45 W/m². Entonces, en la prueba 3, el *COP* promedio se incrementa 91.39 % en función de la prueba 1. Así que el *COP* máximo se incrementa 75 % en la prueba 3. Para este caso, la radiación promedio se incrementa 79.84 % sobre la prueba 1.

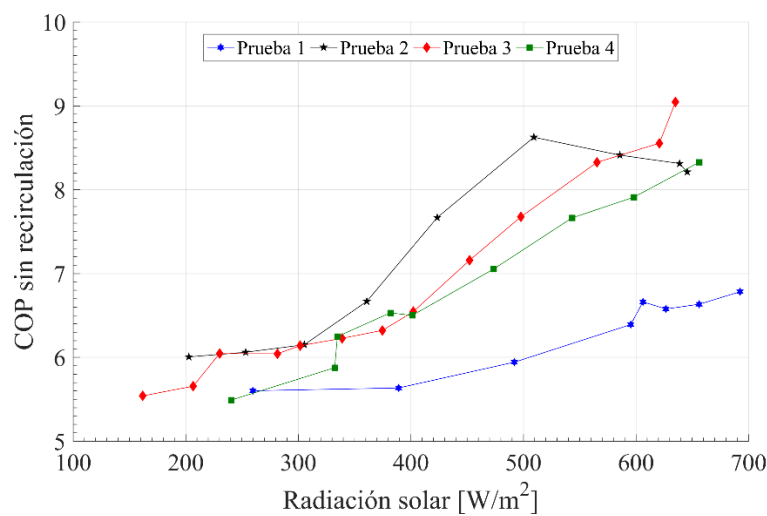


Figura 55. *COP* sin recirculación vs. radiación solar. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

La Figura 56 muestra el *COP* ante la radiación solar para el sistema con recirculación de agua. La prueba 2 muestra un *COP* promedio de 7.73 y máximo de 9.92, la radiación promedio a las que se encuentra esta prueba es 477.22 W/m², mientras que la prueba 1 posee un *COP* promedio y máximo de 6.63 y 7.30, respectivamente. Estas condiciones se dan con una radiación promedio de 454.58 W/m². Analizando estos datos, se presenta que el *COP* promedio y máximo mejoran un 85.86 y 73.58 %, respectivamente, favoreciendo a la prueba 2. En términos de radiación solar promedio, la prueba 2 muestra un 95.25 % de incremento con respecto a la prueba 1.

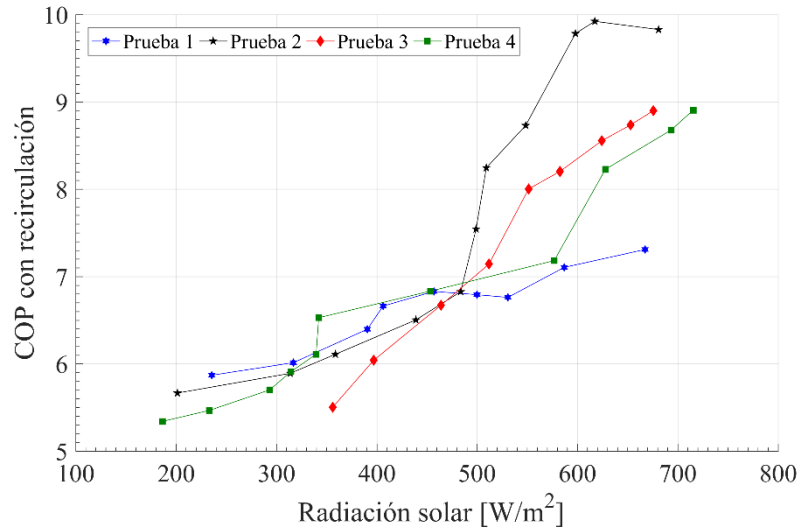


Figura 56. COP con recirculación vs. radiación solar. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

La variación de *COP* para el sistema sin recirculación que se muestra en la Figura 57, está en función del tiempo de calentamiento de agua. La prueba 3 se encuentra con un *COP* inicial y final de 9.04 y 5.54, respectivamente. Estas condiciones tienen un tiempo de calentamiento de 60 minutos. La prueba 1 muestra un *COP* inicial de 6.78 y un *COP* final de 5.60 y el tiempo de calentamiento para esta prueba tarda 35 minutos. En la prueba 3, el rendimiento es mejor un 75 % en comparación a la prueba 1. El *COP* al final de la prueba 2 se incrementa en 1.07 % con respecto a la prueba 3. El tiempo de calentamiento en la prueba 3 dura 25 minutos más que la prueba 2.

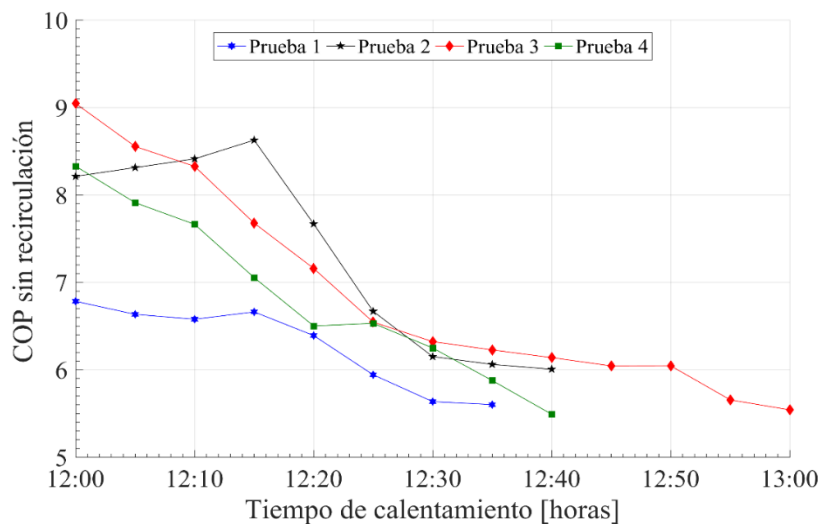


Figura 57. COP sin recirculación vs. Tiempo de calentamiento. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

La Figura 58 muestra el *COP* en función del tiempo de calentamiento de agua para la bomba de calor con recirculación. La prueba 1 muestra un *COP* inicial de 7.31 y un final de 5.87, durante un tiempo de calentamiento de 35 minutos. La prueba 2 presenta *COP* inicial y final de 9.83 y 5.67, respectivamente, cuando su tiempo de calentamiento fue de 50 minutos. Al iniciar, la prueba 2 posee un *COP* 74.36 % más alto que la prueba 1, mientras que el *COP* al final la prueba 2 es 1.90 % más bajo que la prueba 1. La prueba 2 sobrepasa a la prueba 1 con 10 minutos con respecto al calentamiento del agua.

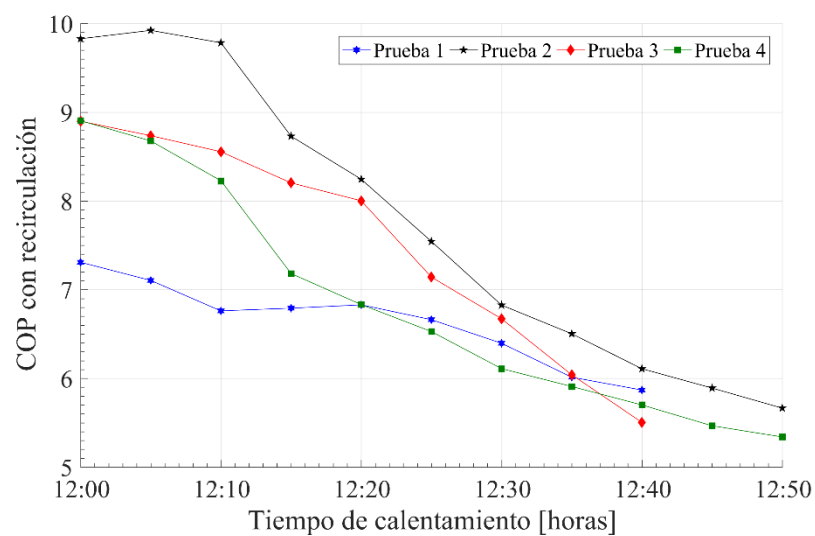


Figura 58. *COP* con recirculación vs. tiempo de calentamiento. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

En la Figura 59 se observa una comparación de un sistema con recirculación y otro sin recirculación para analizar el coeficiente de rendimiento ante el tiempo de calentamiento de agua. Al inicio, en la configuración con recirculación, se presenta un *COP* de 9.83 y al finalizar la prueba, un *COP* de 5.67. Además, esta prueba tarda 50 minutos en calentar el agua. Para el sistema sin recirculación, las condiciones iniciales y finales del *COP* son 9.04 y 5.54, respectivamente. Durante un tiempo de calentamiento de 60 minutos. Es decir, que el sistema con recirculación sobrepasa al sistema sin recirculación con un *COP* inicial 91.96 % superior, mientras que el *COP* final es 97.70 % más elevado. En términos de tiempo de calentamiento, el sistema con recirculación tarda 16.16 % menos en calentar al agua que el sistema sin recirculación.

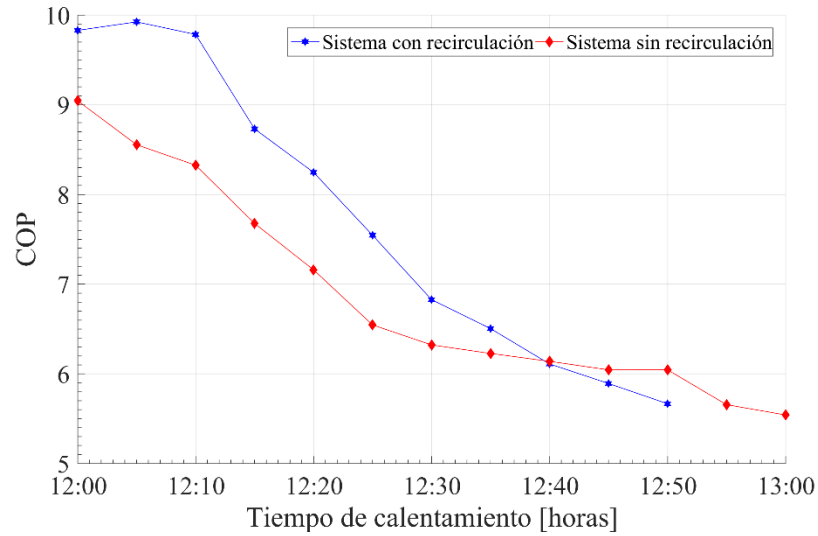


Figura 59. Comparativa de sistema con recirculación y sin recirculación. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

3.9 Análisis matemático del condensador

A continuación, se realiza un cálculo del condensador, con las siguientes condiciones por el tubo de la bobina circular refrigerante R600a con temperatura de entrada y salida de $T_{er} = 42.2 \text{ }^\circ\text{C}$ y $T_{sr} = 26.1 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente. Por la coraza circular H_2O con temperatura de entrada y salida de $T_{ea} = 18.3 \text{ }^\circ\text{C}$ y $T_{sa} = 22.5 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente. Estos datos de temperaturas se obtuvieron de las pruebas experimentales realizadas para la bomba de calor. En la Figura 60, se muestran las condiciones del condensador y mediante este cálculo se pretende calcular el factor global de transferencia de calor U y el calor máximo cedido en el condensador.

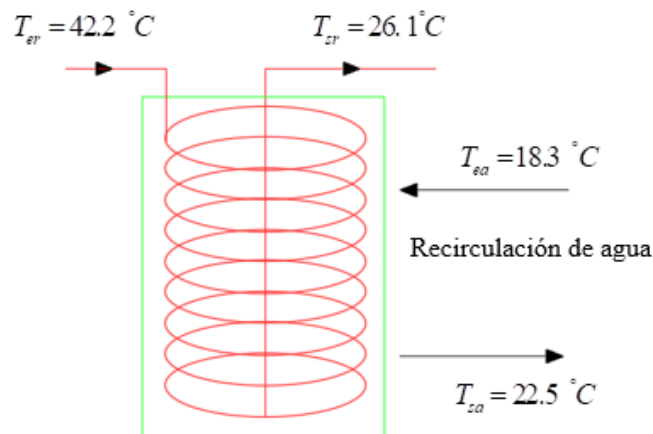


Figura 60. Condiciones del condensador. Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

En la Tabla 11, se muestran los factores necesarios para realizar el cálculo estos datos. Se obtuvieron de tablas, tanto para el agua como para el refrigerante, a las condiciones de temperaturas mencionadas anteriormente. El flujo másico del agua se obtuvo de dato experimental.

Tabla 11. Datos para refrigerante R600a y para el agua

Factor	R600a, a $T_{er} = 42.2 \text{ } ^\circ\text{C}$	Agua, a $T_{ea} = 18.3 \text{ } ^\circ\text{C}$
Densidad [kg/m^3]	$\rho_r = 26.28$	$\rho_a = 1000.6696$
Calor específico [$\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$]	$c_{pr} = 2.18$	$c_{pa} = 4.1848$
Viscosidad dinámica [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$]	$\mu_r = 0.00000822$	$\mu_a = 0.00107007$
Conductividad térmica [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$]	$k_r = 0.01886$	$k_a = 0.593175$
Flujo másico [kg/s]	$\dot{m}_r = 0.003906 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$\dot{m}_a = 0,1016$
Coefficiente de expansión térmica [$1/\text{K}$]		$\beta_a = 0.00180$

Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Una vez definidos todos los parámetros necesarios, se procede al cálculo del calor máximo cedido utilizando la ecuación (8), la misma que relaciona los calores específicos, el flujo másico y las temperaturas de los fluidos que intervienen en el condensador. Para poder analizar esta ecuación, es necesario determinar $\dot{m}_{c_{p,\min}}$, teniendo en cuenta las condiciones de las ecuaciones (9) y (9a), respectivamente, como se muestra a continuación.

a) Cálculo para el refrigerante que en este caso este será el fluido caliente.

$$\dot{m}_r \cdot c_{pr} = 0.003906 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 2.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 0.00854242 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{K}}$$

b) Cálculo para el agua que en este caso será el fluido frío.

$$\dot{m}_c \cdot c_{pa} = 0.1016 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4.1848 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 0.4251 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{K}}$$

Tomando en cuenta las consideraciones antes mencionadas, se tiene que:

$$0.008542 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{K}} < 0.4251 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{K}} \Rightarrow \dot{m} C_{p,\min} = 0.008542 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{K}}$$

Para este caso entonces el $\dot{m} C_{p,\min}$ a utilizar será el resultado del literal (a), entonces el calor máximo cedido es igual a:

$$\dot{Q}_{\max} = 0.008542 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{K}} (315.35 - 291.45) \text{K}$$

$$\dot{Q}_{\max} = 0.204 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 204.16 \text{ W}$$

Mediante la ecuación (21), la misma que relaciona la temperatura media logarítmica (DTLM), el coeficiente global de transferencia de calor, el factor de corrección y el área del condensador, se procede a calcular el calor que cede el refrigerante al agua. Se procede a calcular el DTML mediante las temperaturas de entrada y de salida del refrigerante, de igual manera del agua.

$$\Delta T_{\log} = \frac{(T_{ea} - T_{sr}) - (T_{sa} - T_{er})}{\ln\left(\frac{T_{ea} - T_{sr}}{T_{sa} - T_{er}}\right)} = \frac{(18.3 - 26.1) - (22.5 - 42.2)}{\ln\left(\frac{18.3 - 26.1}{22.5 - 42.2}\right)} = 12.84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Una vez calculado el DTML, se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor U . Se considera despreciable el coeficiente del tubo de cobre, ya que el espesor del tubo que se utilizó es menor a 3 mm. Entonces el coeficiente global de transferencia de calor utilizado por Kuang et al. [128] fue presentado en la ecuación (13). Para calcular este coeficiente, es necesario determinar las áreas que tiene el tubo de cobre, tanto internas como externas. Para esto, se estima las dimensiones de la tubería del colector/evaporador que es de cobre con un diámetro

externo (d_e) e interno (d_i) de 0.0064 y 0.0038 m, respectivamente y con una longitud de 1 m. Con estos parámetros se determina el área externa (A_e) e interna (A_i) con la ecuación (24).

$$A_e = 1,25m \cdot 6,4 \times 10^{-3} \cdot \pi = 0,0251m^2$$

$$A_i = 1,25m \cdot 3,8 \times 10^{-3} \cdot \pi = 0,0149m^2$$

$$\frac{A_e}{A_i} = \frac{0,0251}{0,0149} = 1,6$$

Con los parámetros definidos, el coeficiente de transferencia de calor que presenta el agua (h_a) se calcula mediante la ecuación (14).

$$h_a = 0.5 \left(\frac{0.59317 \frac{W}{m \cdot K}}{0.00635m} \right) \left(\frac{9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 0.00180 \frac{1}{K} \cdot 4.2K (0.00635)^3 m^3 \cdot (1000.6696)^2 \frac{kg^2}{m^6} \cdot 4.1848 \frac{kJ}{kgK}}{0.00107007 \frac{kg}{m \cdot s} \cdot 0.00059318 \frac{kJ}{s \cdot mK}} \right)$$

$$h_a = 493.257 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Para el cálculo del coeficiente convectivo del refrigerante, se emplea la ecuación (20), la que depende del número de Reynolds y del número de Prandtl. Para el número de Reynolds es necesario tener la velocidad media circulante del refrigerante que se calcula partiendo de la superficie por donde circula el refrigerante, del flujo másico y de la densidad del mismo. La superficie por donde circula el refrigerante es de $1.13 \times 10^{-3} m^2$. Con la superficie determinada, se procede a calcular la velocidad media circulante del fluido.

$$v = \frac{\dot{m}_r}{s \cdot \rho_r} = \frac{0,003906 \frac{kg}{s}}{1,13 \times 10^{-5} m^2 \cdot 26.28 \frac{kg}{m^3}} = 13.1531 \frac{m}{s}$$

Una vez definidos los parámetros necesarios, se procede a calcular el número de Reynolds.

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot Lc}{\mu} = \frac{26.28 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 13.153 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 3,8 \times 10^{-3} \text{m}}{0,00000822 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} = 159718,157$$

El número de Prandtl es calculado con la ecuación (17).

$$P_r = \frac{\mu \cdot Cp}{k} = \frac{0.00000822 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot 2.187 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{0.00001886 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{m} \cdot \text{K}}} = 0.954$$

$$h_r = 0.023 \cdot \left(\frac{0.01886 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{0.0038 \text{m}} \right) \cdot (159718.157)^{0.8} \cdot (0.954)^{0.3}$$

$$h_r = 1636.765 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Una vez definidos el coeficiente convectivo del refrigerante y del agua, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor con la ecuación (13).

$$U = \frac{1}{\frac{1,68}{1636.765} + \frac{1}{493.257}} = 327.167 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

En los intercambiadores de calor, es necesario el factor de corrección F , el cual depende de dos factores, P y R , calculados a continuación.

$$P = \frac{T_{sr} - T_{er}}{T_{ea} - T_{er}} = \frac{26.1 - 42.2}{18.3 - 42.2} = 0.67$$

$$R = \frac{T_{ea} - T_{sa}}{T_{sr} - T_{er}} = \frac{18.3 - 22.5}{26.1 - 42.2} = 0.26$$

Con estos parámetros, se procede a obtener el factor de corrección F utilizando la Figura 61, obteniendo un factor de corrección de 0.97

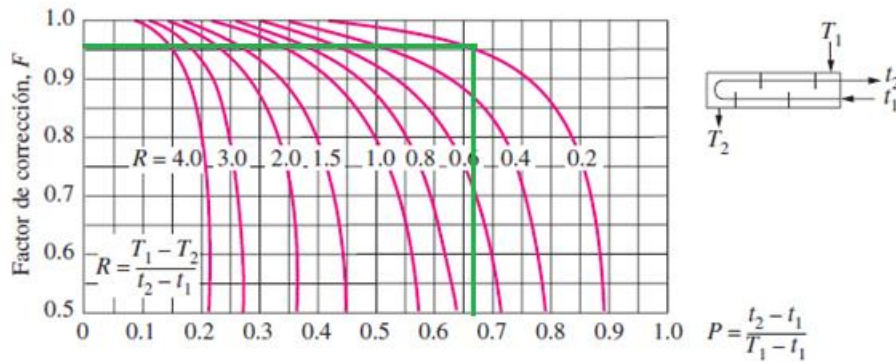


Figura 61. Factor F para un paso de coraza, de dos y múltiplo de dos pasos de tubos [124]

Se debe calcular el área necesaria de transferencia de calor que debe tener el condensador mediante la ecuación (12), como se muestra a continuación.

$$A = \frac{Q_{\max}}{UF\Delta T_{\log}} = \frac{204.163W}{327.167 \frac{W}{m^2K} \cdot 0.97 \cdot 12.84} = 0.050m^2$$

Con el área definida, se procede a calcular la longitud de tubería necesaria para construir el condensador.

$$L = \frac{A}{\pi \cdot \varnothing} = \frac{0.050m^2}{\pi \cdot 0.00635m} = 2.49m$$

Para calcular el número de espiras necesarias que debe tener el condensador, se define un diámetro de espira de 0.1 m.

$$N = \frac{L}{\pi \cdot \varnothing_{es}} = \frac{2.49m}{0.1m \cdot \pi} = 8 \text{ espiras}$$

La eficiencia que tiene el condensador bajo estas condiciones fue calculada, obteniendo un 67 %.

$$\epsilon = \frac{T_{er} - T_{sr}}{T_{er} - T_{ea}} = \frac{42.2 - 26.1}{42.2 - 18.3} = 0.67$$

3.10 Análisis económico

Se ha desarrollado un análisis económico para identificar las ventajas y desventajas de la inversión en la modificación equipo. Este análisis fue realizado para una modificación en la recirculación de agua de una bomba de calor con expansión directa asistida por energía solar [134]. Se detalla el costo de compra de equipos e insumos para el correcto funcionamiento, así como la manufactura para la configuración con recirculación de agua.

La Tabla 12, muestra los equipos y accesorios requeridos con sus costos. Se enlista lo necesario para ensamblar la configuración de una bomba de calor con recirculación de agua en el tanque donde está sumergido el condensador.

Tabla 12. Costo de materiales

Descripción	Cantidad	Precio unitario [USD]	Precio total [USD]
Válvula de expansión electrónica Carel R600a	1	365	365
Refrigerante R600a 420	1	20	20
Manguera reforzada 0,80 m x 1 ¼ plg	1	40	40
Acoples para manguera 1 ¼ plg	2	30	60
Bomba centrífuga CAREL	1	150	150
Tanque acrílico transparente 1.5 m ³	1	220	220
Manguera reforzada para R600a	1	40	40
Abrazaderas 1 ¼ plg	4	3	12
Acoples T ¼ plg de tubería de cobre	6	3	18
Soldadura de cobre	5	5	25
Flujómetro	1	120	120
Mecanizado de acoples	2	20	40
Batería 14.4 V Lozano	1	80	80
Acoples T ¼ plg de tubería de cobre	6	3	18

Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

El costo total para la ejecución del equipo es de USD 1190, siendo un costo viable para los integrantes de este proyecto. Por lo cual, es importante analizar y comparar el

consumo energético a nivel doméstico e industrial en la ciudad de Quito, donde se utiliza sistemas de calentamiento de agua convencionales, como calentamiento de agua a GLP y duchas eléctricas, para así poder comparar valores de las tarifas de servicios generados por la agencia de regulación y control de electricidad (ARCONEL) para el período de enero a diciembre del 2019. El propósito del análisis es buscar una alternativa viable para sistemas de calentamiento de agua sanitaria [135]. En la Tabla 13, se muestran las tarifas en función del consumo energético.

Tabla 13. Estructura tarifaria 2019 [135]

Rango de consumo	Energía (USD kWh)
Categoría	Residencial
Nivel de voltaje	Bajo y medio voltaje
1 - 50	0.076
51 - 100	0.081
101 - 150	0.083
151 - 200	0.097
201 - 250	0.099
251 - 300	0.101
300 - 400	0.113

También es necesario analizar la energía eléctrica que se utiliza para el calentamiento de agua en sistemas de calefacción que utilizan bombas de calor, dentro del sistema doméstico e industrial en la Ciudad de Quito.

A continuación, en la Figura 62, se muestran valores estadísticos generados por el INEC de una encuesta para el año 2019 del consumo porcentual de energía dependiendo del sistema de calefacción utilizado, el consumo de gas y el uso de paneles solares todo esto para el proceso de calentamiento del agua [136].

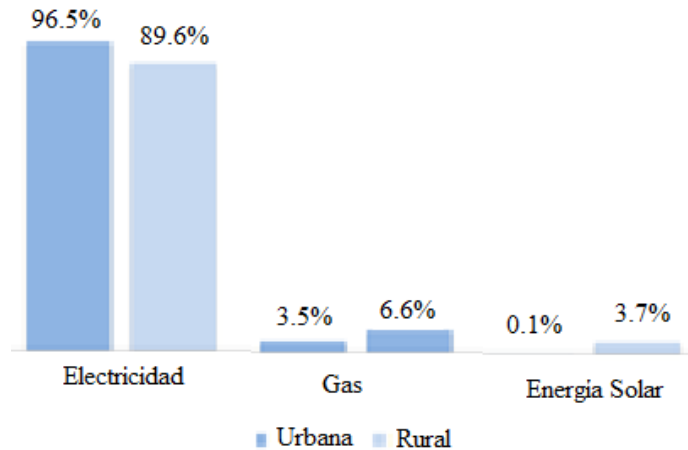


Figura 62. Sistemas de calentamiento de agua [136]

Según la encuesta, el rango de consumo asumido de electricidad para uso doméstico durante un período mensual es de aproximadamente 200 kW·h, generando un costo de USD 0,097 por kW·h para el año 2019 [136].

El consumo mensual del GLP para calentamiento de agua se lo puede determinar y evaluar en kilogramos considerando la masa del cilindro ($mcil$), entonces, un kilo de propano corresponde a Hs 13.385 kW·h, que es el poder calorífico del GLP mediante estos valores se puede determinar la energía entregada por un cilindro.

$$E_{GLP} = mcil \times Hs$$

$$E_{GLP} = 15kg \times 13,385 \frac{kW \cdot h}{kg} = 207,45kW \cdot h$$

Una vez obtenida la energía entregada por el GLP, para un cilindro de masa 15 kg, se puede determinar el consumo de GLP al momento de utilizar un calefón de 20 litros a gas durante un duchado de 14 minutos para un caudal de 7 L/min a una temperatura de agua de 40 °C. Se obtiene, por tablas, una potencia superior de entrada de 16.29 kW para determinar el consumo de cilindros por calefón. Considerando la energía calorífica consumida (E), potencia superior del GLP (Ps), el tiempo de duchado (t) se obtuvo 3.52 kW·h [137].

$$E = P_s \times t$$

$$E_{GLP} = 16.29 \text{ kW} \times 13 \text{ min} \times \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} = 3.52 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

Siendo 3.52 kW·h el promedio de energía calorífica consumida para el duchado por persona y considerando una familia de 4 personas durante un mes se obtiene que:

$$E = 3.52 \text{ kW} \cdot \text{h} \times 4 \times 30 \text{ dias}$$

$$E = 422 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

Mediante la relación entre los valores obtenidos de la energía entregada por el cilindro y la energía calorífica consumida por la ducha, se determina el consumo mensual y la demanda de cilindro de GLP por calefón [137].

$$\text{Cilindros} = \frac{422 \text{ kWh}}{207,45 \text{ kWh}} = 2.03$$

Para el modelo de bomba de calor con recirculación de agua, se utiliza un compresor de 125 W a una tarifa estimada de USD 0.113 y se considera datos validados para el tiempo de calentamiento de agua más crítico un período de pruebas de 4 - 5 horas diarias durante 180 días [138].

$$\text{Consumo}_{BC} = 0.125 \text{ kW} \cdot 5 \text{ h}$$

$$\text{Consumo}_{BC} = 0.625 \text{ kW}$$

Así se puede obtener un costo para todo el período de seis meses de operación del sistema.

$$\text{Consumo}_{BC} = 0.625 \text{ kW} \cdot \text{h} \cdot \frac{30 \text{ días}}{1 \text{ mes}} \cdot 6 \text{ meses} \cdot \frac{\text{USD} 0.113}{1 \text{ kW} \cdot \text{h}}$$

$$\text{Consumo}_{BC} = \text{USD} 12.71$$

Para el consumo de electricidad de una ducha eléctrica, según datos del Ministerio de Energía y Recursos Naturales no Renovables, el consumo de una ducha eléctrica es de 4 kW, para la utilización durante media hora por cada día durante 30 días [139].

$$\text{Consumo}_{DE} = \frac{4.000W \cdot 0.5h \cdot 30días}{1000kW \cdot h}$$

$$\text{Consumo}_{DE} = 60kW / mes$$

$$\text{Consumo}_{DE} = 60kW \cdot \frac{USD0.113}{1kW \cdot h}$$

$$\text{Consumo}_{DE} = USD6,780 / mes$$

En la Tabla 14, se observa la comparación de valores mensuales para calentar agua, obtenidos por la ducha eléctrica y el calefón son mayores respecto a la bomba de calor con recirculación que utiliza energía solar. Este sistema tiene una mayor ventaja económica al utilizar una fuente renovable de energía, funcionando de manera eficiente para el calentamiento de agua.

Tabla 14. Comparativa de valores en sistemas de calentamiento de agua

Sistemas	Características	Costo mensual (USD)
Electricidad	Ducha eléctrica de 60 kW	6,78
Gas	Calefón con 2 cilindros de 15 kg	40 sin subsidio
Energía solar	Bomba de calor de 0.625 kW	2.11

Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

CONCLUSIONES

- Este documento presenta, el análisis de una bomba de calor asistida por energía solar, mediante el estudio del sistema de refrigeración por compresión de vapor. Este sistema consta de cuatro elementos, el colector/evaporador, la válvula de expansión electrónica, un compresor de velocidad variable y un condensador que es el encargado de calentar agua. Para este propósito, se realizó una comparación entre un sistema de calentamiento de agua con recirculación similar al utilizado por Chyng et al. [49] y otro sin recirculación de agua presentado en la investigación de Duarte et al [47]. De este modo, determinar cuál de los dos sistemas presenta mejor transferencia de calor hacia el agua.
- Mediante la revisión de investigaciones sobre bombas de calor asistidas por energía solar realizadas por Seara et al. [39] y Cerit et al. [40], se determinó que en ambas investigaciones realizan el análisis del condensador de tipo helicoidal sumergido en agua estacionaria y obtuvieron valores para el *COP* de 3.23 y 6.61, respectivamente, para cada investigación. La mayor parte de investigadores utilizan sistemas similares para el condensador. La investigación realizada por Hawleader et al. [48], utiliza un sistema de recirculación para un condensador del tipo helicoidal para el calentamiento de agua para hogares obteniendo valores de *COP* de entre 4 y 9. Para determinar el área necesaria que debe tener el condensador para transferir el calor hacia el agua se calculó el calor máximo cedido, el coeficiente global de transferencia de calor, el DTML y del factor de corrección *F*, parámetros calculados con las ecuaciones (12) y (20), respectivamente. Para calcular la efectividad del condensador se utilizó la ecuación (24). Para calcular el coeficiente de rendimiento (*COP*) de la bomba de calor asistida por energía solar se desarrolló un estudio termodinámico del sistema de refrigeración por compresión de vapor.
- Realizando las pruebas de funcionamiento, se logró determinar que el sistema es más eficiente en el horario del medio día, comprendido entre las 12:00 pm y 1:00 pm, ya que es donde se presenta mayor radiación solar. Si la radiación

solar es alta, el tiempo de calentamiento del agua disminuye debido a que el refrigerante absorbe más energía.

- Mediante el análisis de las Figuras realizadas con los datos experimentales obtenidos, en la Figura 53, se muestra que el *COP* que mayor valor obtuvo para el sistema con recirculación fue de 9.92, mientras que para el sistema sin recirculación logro un máximo de 9.04 tal como se muestra en la Figura 52. Estudiando la Figura 58, muestra que se obtuvo *COP* entre 5.67 y 9.83, estos valores son similares con los obtenidos por Hawleader et al. [48], entre 4 y 9 para sistema con recirculación. Mientras que para el sistema sin recirculación el *COP* se encontró entre 5.54 y 9.04, es decir que el sistema con recirculación sobrepasa al sistema sin recirculación con 8 % para el *COP* máximo.

RECOMENDACIONES

- Verificar las conexiones eléctricas y dispositivos de instrumentación, como conectores, terminales, ensambles, manómetros convencionales, para que no existan fugas imprevistas que provoquen caídas de presión en el compresor y a la vez, en la línea de circulación del refrigerante porque puedan generar mediciones incorrectas.
- Verificar la carga adecuada del compresor sea 90 gramos y que el voltaje mínimo de la batería sea 12.5 V para que el compresor trabaje de manera adecuada.
- En el momento de transportar la bomba de calor verificar que no exista agitación o desnivel, ya que puede causar cambio de presiones en el refrigerante R600a.
- Realizar una revisión y limpieza de los equipos de medición meteorológica, así como el cambio de agua del depósito del condensador en cada período de prueba, ya sea con recirculación o sin ella, preferiblemente agua a temperatura ambiente.
- Buscar un lugar despejado y bajo condiciones de alta radiación solar para utilizar la bomba de calor, ya que el rendimiento y eficiencia del sistema depende de las condiciones climáticas, así obtener un menor tiempo de calentamiento de agua.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] M. Günther y T. Hellmann, «International environmental agreements for local and global pollution,» *Journal of Environmental Economics and Management*, vol. 81, pp. 38-58, 2017.
- [2] S. Jia, . G. Yan y . A. Shen, «Traffic and emissions impact of the combination scenarios of air pollution charging fee and subsidy,» *Journal of Cleaner Production*, vol. 197, pp. 678-689, 2018.
- [3] A. Robalino, A. Mena y J. García, «System dynamics modeling for renewable energy and CO2 emissions:A case study of Ecuador,» *Energy for Sustainable Development*, vol. 20, pp. 11-20, 2014.
- [4] M. Waite, E. Cohen, H. Torbey, M. Piccirilli, Y. Tian y V. Modi, «Global trends in urban electricity demands for cooling and heating,» *Energy*, vol. 127, pp. 786-802, 2017.
- [5] N. Abas, A. Raza, N. Khan, A. Haider, Z. Saleem y M. Shoaib, «Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, nº 90, pp. 557-569, 2018.
- [6] Y. Gao, X. Gao y X. Zhang, «The 2 °C Global Temperature Target and the Evolution of the Long-Term Goal of Addressing Climate Change-From the United Nations Framework Convention on Climate Change to the Paris Agreement,» *Engineering*, vol. 3, nº 2, pp. 272-278, 2017.
- [7] S. Yildiz, Design and simulation of a vapor compression refrigeration cycle for a micro refrigerator, 2010.
- [8] J. A. Alfaro y D. K. Ramírez, «Evaluación térmica y eléctrica de un frigobar comercial que opera mediante el ciclo de compresión de vapor,» *Jovenes de la Ciencia*, vol. 3, nº 2, pp. 2123-2128, 2017.
- [9] O. A. Jaramillo, «Intercambiadores de Calor,» *Centro de Investigación en Energía*, 2007.
- [10] I. Enting, «Metrics for greenhouse gas equivalence,» *Earth systems and environmental sciences*, vol. 1, pp. 467-471, 2018.

- [11] Á. Fernández, Y. Fernández, D. González y B. Olmedillas, «El factor regulación como determinante del consumo energético y emisiones de CO₂,» *Cuadernos de Economía*, vol. 37, pp. 102-111, 2014.
- [12] T. Wu, Y. Shan, W. Shang y T. Wua, «Measuring energy use and CO₂ emission performances for APEC economies,» *Cleaner Production*, vol. 183, pp. 590-601, 2018.
- [13] S. Benhadid y A. Benzaoui, «Refrigerants and their environmental impact Substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydro fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant,» *Energy Procedia*, nº 18, pp. 807-816, 2012.
- [14] J. Calm, «The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, pp. 1123-1133, 2018.
- [15] C. Aprea, A. Greco y A. Maiorino, «HFOs and their binary mixtures with HFC134a working as drop-in refrigerant in a household refrigerator: Energy analysis and environmental impact assessment,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 142, pp. 226-233, 2018.
- [16] K. Harby, «Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 73, pp. 1247-1264, 2017.
- [17] F. Gorozabel y T. Carbonell, «Actualidad y perspectivas de una bomba de calor de expansión directa con energía solar,» *Scielo*, vol. 19, pp. 49-58, 2016.
- [18] K. Backstrand y E. Lovbrand, «The Road to Paris: Contending Climate Governance Discourses in the Post-Copenhagen Era,» *Journal of Environmental Policy & Planning*, vol. 6, pp. 1-19, 2016.
- [19] Y. Hu y C. Rodriguez, «Chinese energy and climate policies after Durban: Save the Kyoto Protocol,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 3243-3250, 2012.
- [20] X. Du, «Assessment of achievements of the Lima Climate Change Conference and perspectives on the future,» *Advances in Climate Change Research*, vol. 5, nº 4, pp. 219-223, 2014.

- [21] P. Tobin, N. Schamidt, J. Tosun y C. Burns, «Mapping states' Paris climate pledges: Analysing targets and groups at COP 21,» *Global Environmental Change*, vol. 48, pp. 11-21, 2018.
- [22] I. Ari y R. Sari, «Differentiation of developed and developing countries for the Paris Agreement,» *Energy Strategy Reviews*, vol. 18, pp. 175-182, 2017.
- [23] S. Randalls, «History of the 2°C climate target,» *Climate Change*, vol. 4, pp. 598-605, 2010.
- [24] S. Balibar, «Energy transitions after COP21 and 22,» *Comptes Rendus Physique*, vol. 18, pp. 479-487, 2017.
- [25] Y. Gao, «China's response to climate change issues after Paris Climate Change Conference,» *Advances in Climate Change Research*, vol. 7, pp. 235-240, 2016.
- [26] 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. 352-357, 2018.
- [27] X. Kong, L. Lin, Y. Li y Y. Yang, «Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A,» *International Journal of Refrigeration* , vol. 76, pp. 136-146, 2017.
- [28] T. Kim, B. Choy, Y. Shik y K. Hyung, «A comparative investigation of solar'assissted heat pumps witch solar termal colectors for a hot water supply system,» *Energy Conversion and Management*, vol. 172, pp. 472-484, 2018.
- [29] G. Besagni, L. Croci, , R. Nesa, y L. Molinaroli, «Field study of a novel solar-assisted dual-source multifunctional heat pump,» *Renewable Energy*, vol. 132, pp. 1185-1215, 2019.
- [30] L. Paradeshi, M. Srinivas y S. Jayaraj, «Parametric studies of a simple direct expansión solar assisted heat pump operating in a hot and humid enviroment,» *Energy Procedia*, vol. 90, pp. 635-644, 2016.
- [31] D. Shang, Q. Wu, J. Li y X. Kong, «Effects od refrigerant charge an estructural parameters on the performance of a direct- expansión solar-assisted heat pump sistem,» *Applied thermal Engineering*, vol. 73, pp. 522-528, 2014.
- [32] E. Bellos y C. Tzivanidis, «Energetic and financial sustainability of solar assisted heat pump heating systems in Europe,» *Sustainable Cities an Society*, vol. 33, pp. 70-84, 2017.

- [33] Y. Li, R. Wang, J. Wu y Y. Xu, «Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater,» *Energy*, vol. 32, pp. 1361-1374, 2007.
- [34] S. K. Singh y J. Sarkar, «Energy, exergy and economic assessments of shell and tube condenser using hybrid nanofluid as coolant,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 98, pp. 41-48, 2018.
- [35] J.-L. Sun, R.-J. Xue y M.-J. Peng, «Investigation of the thermal characteristics of condensers in nuclear power plant by simulation with zoning model,» *Annals of Nuclear Energy*, vol. 113, pp. 37-47, 2018.
- [36] Nannan Dai y Shuhong Li, «Simulation and performance analysis on condenser coil in household heat pump water heater,» *Sustainable Cities and Society*, vol. 36, pp. 176-184, 2018.
- [37] O. Ibrahim, F. Fardoun, R. Younes y H. Gualousc, «Air source heat pump water heater: Dynamic modeling, optimal energy management and mini-tubes condensers,» *Energy*, vol. 64, pp. 1102-1116, 2014.
- [38] M. Buker y S. B. Riffat, «Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 55, pp. 399-413, 2016.
- [39] J. F. Seara, C. Piñeiro, J. A. Dopazo, F. Fernandes y P. X. Sousa, «Experimental analysis of a direct expansion solar assisted heat pump with integral storage tank for domestic water heating under zero solar radiation conditions,» *Energy Conversion and Management*, vol. 59, pp. 1-8, 2012.
- [40] E. Cerit y L. B. Erbay, «Investigation of the effect of rollbond evaporator design on the performance of direct expansion heat pump experimentally,» *Energy Conversion and Management*, vol. 72, pp. 163-170, 2013.
- [41] H. Mahmoudi, N. Spahis, S. A. Abdul-Wahab, S. S. Sablani y M. F. Goosen, «Improving the performance of a Seawater Greenhouse desalination system by assessment of simulation models for different condensers,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 2182-2188, 2010.
- [42] L. Urbanucci, J. Bruno y D. Testia, «Thermodynamic and economic analysis of the integration of high-temperature heat pumps in trigeneration systems,» *Applied Energy*, vol. 238, pp. 516-533, 2019.

- [43] E. Safijahanshahi y M. Salmanzadeh, «Simulación de rendimiento de la bomba de calor combinada con colector solar transpirable sin esmaltar,» *Solar Energy*, vol. 180, pp. 575-593, 2019.
- [44] O. Ibrahim, F. Fardoun, R. Younes y H. Louahlia-Gualousc, «Air source heat pump water heater: Dynamic modeling, optimal energy management and mini-tubes condensers,» *Energy*, vol. 64, pp. 1102-1116, 2014.
- [45] C. Zhou, L. Ni, Y. Ke y Y. Yao, «Experimental study on the thermal performance of multi-row helically coiled tube heat exchanger for surface water-source heat pump,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 149, pp. 1274-1286, 2019.
- [46] A. Puttewar y A. Andhare, «Design and thermal evaluation of shell and helical coil heat exchanger,» *International Journal of Research in Engineering and Technology*, vol. 4, pp. 2319-2326, 2015.
- [47] W. Duarte, T. Paulino, J. Pavon, S. Sagualha y L. Machado, «Refrigerantes selection for a direct expansion solar asissted heat pump for domestic hot water,» *Solar Energy*, vol. 184, pp. 527-538, 2019.
- [48] M. Hawleader, S. Chow y M. Ullah, «The performance of a solar assisted heat pump water heating system,» *Applied Thermal engineering*, vol. 21, pp. 1049-1065, 2001.
- [49] J. Chyng, C. Lee y B. Huang, «Perfomance analysis of a solar-assisted heat pump water heater,» *Solar Energy*, vol. 74, pp. 33-44, 2003.
- [50] H. Mahood, R. Thorpe, A. Campbell y A. Sharifac, «Experimental measurements and theoretical prediction for the transient characteristic of a two-phase two-component direct contact condenser,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 87, pp. 161-174, 2015.
- [51] S. Baakeem, J. Orfi y A. Alabdulkarem, «Optimization of a multistage vapor-compression refrigeration system for various refrigerants,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 136, pp. 84-96, 2018.
- [52] B. Rasmussen y A. Alleyne, *Dynamic Modeling and Advanced Control of Air Conditioning and Refrigeration Systems*, Illinois: Urbana Champaign, 2006.

- [53] Y. Santos y D. Mariños, Evaluación exotérmica de la compresión de vapor en escala en el coeficiente de performance del sistema de refrigeración en la planta frigorífica PRC S.A.C., 2016, Nuevo Chimbote, 2016.
- [54] L. Wenjian, X. Ding y W. Chang, «Model-based optimization for vapor compression refrigeration cycle,» *Energy*, vol. 55, pp. 392-404, 2013.
- [55] M. Ruz, S. Fragoso, F. Vázquez, J. Garrido, D. Rodríguez y F. Morilla, «Planta experimental para supervisión y control del ciclo de refrigeración por compresión de vapor,» *Jornadas de Automatica*, pp. 308-315, 2016.
- [56] B. Michael y Y. Cengel, Termodinámica, México: McGraw-Hill, 2006.
- [57] G. Hundy, A. Trott y T. Welch, Refrigeration air conditioning head pumps, Oxford: McGraw Hill, 2016.
- [58] K. Joudi y Q. Al-Amir, «Experimental Assessment of residential split type air-conditioning systems using alternative refrigerants to R-22 at high ambient temperatures,» *Energy Conversion and Management*, vol. 86, pp. 496-506, 2014.
- [59] J. M. Franco, Manual de Refrigeración, Barcelona: Reverte, S.A, 2006.
- [60] R. J. Dossat, Principios de refrigeración, México D.F.: Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V., 2007.
- [61] X. Kong, K. Jiang, S. Dong, Y. Li y J. Li, «Control strategy and experimental analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R134a,» *Energy*, vol. 145, pp. 17-24, 2018.
- [62] 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. 352-237, 2018.
- [63] H. Hong, W. Li y C. Gu, «Performance study on a mechanical vapor compression evaporation system driven by Roots compressor,» *International Journal of heat and mass transfer*, vol. 125, pp. 343-349, 2018.
- [64] J. E. De Leon, Modelo matemático y diseño de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar para calentamiento de agua, México D.F, 2015.

- [65] A. Guzda y N. Szmolke, «Compressors in heat pumps,» *Machine Dynamics Research*, vol. 39, n° 2, pp. 71-83, 2015.
- [66] R. Mastrullo y C. Renno, «A thermoeconomic model of a photovoltaic heat pump,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 1959-1966, 2010.
- [67] O. Ekren, S. Celik, B. Noble y R. Krauss, «Performance evaluation of a variable speed DC compressor,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, pp. 1161-1168, 2012.
- [68] S. Chaturvedi, V. Gagrani y T. Abdel-Salam, «Solar-assisted heat pump – A sustainable system for low-temperature water heating applications,» *Energy Conversion and Management*, n° 77, pp. 550-557, 2014.
- [69] E. Vindenes, Development and comparison of compressor model for heat pump applications in TRNSYS, Bergen, 2018.
- [70] A. Meroni, B. Zuhlsdorf, B. Elmegaard y F. Haglind, «Design of centrifugal compressors for heat pump systems,» *Applied Energy*, vol. 232, pp. 139-156, 2018.
- [71] I. L. Peredes, Diseño de un sistema de refrigeración con dos temperaturas de evaporación empleando un solo compresor, Lima, 2015.
- [72] M. Farzaneh-Gord y H. Koshnazar, «Valve fault detection for single-stage reciprocating compressors,» *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 2016.
- [73] J. Mendoza, A. Mota, J. Ramirez, V. Muñoz, M. Carrera, J. Nacarro y Salazar C, «Comparative evaluation of R1234yf, R1234ze(E) and R450A as alternatives to R134a in a variable speed reciprocating compressor,» *Energy*, vol. 114, pp. 753-766, 2016.
- [74] E. Pereira y C. Deschamps, «A heat transfer correlation for the suction and compression chambers of scroll compressors,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 82, pp. 325-334, 2017.
- [75] A. Martinez, D. Martinez y C. Rosales, Elaboración y correcta aplicación del programa de mantenimiento correctivo, preventivo y predictivo a unidad de acondicionamiento de clima tipo chiller, Mexico D.F, 2008.

- [76] F. Tello, Estudio comparativo de un compresor scroll con inyección de vapor y un compresor semihermético de doble etapa de pistones trabajando en condiciones extremas, Valencia, 2012.
- [77] O. García, Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión, Terrassa, 2000.
- [78] Y. Li, R. Wang, J. Wu y Y. Xu, «Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 2858-2868, 2007.
- [79] I. Eames, A. Millazzo y G. Maidment, «Modelling thermostatic expansion valves,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 38, pp. 189-197, 2014.
- [80] E. Hernández, Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, México D.F.: Limusa, 2009.
- [81] F. Gorozabel y T. Carbonell, «Actualidad y perspectivas de una bomba de calor de expansión directa con energía solar,» *Ingeniería Mecánica*, vol. 19, nº 1, pp. 49-50, 2016.
- [82] Z. Tian, B. Gu, C. Qian, L. Yang y F. Liu, «Electronic expansion valve mass flow rate prediction based on dimensionless correlation and ANN model,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 57, pp. 1-10, 2015.
- [83] W. Whitman y W. Johnson, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado, Volumen 1, Madrid: Thomson parainfo, 2000.
- [84] R. Villanueva, Refrigerantes para aire acondicionado y refrigeración, Alicante: Club Universitario, 2011.
- [85] F. Rey y E. Velasco, Bombas de calor y energías renovables en edificios, Madrid: Thomson parainfo, 2005.
- [86] R. Ghouali, P. Byrne y F. Bazantay, «Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 76, pp. 230-244, 2017.
- [87] ACAIRE, Refrigerantes de Hidrocarburos, Bogotá: ACAIRE, 2008.
- [88] R. Ciconkov, «Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 86, pp. 441-448, 2018.

- [89] P. Domanski, R. Brignoli, S. Brown, A. Kazakov y M. MacLinden, «Low-GWP refrigerants for medium and high-pressure applications,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 84, pp. 198-209, 2017.
- [90] S. Kumar y K. Rajagopal, «Computational and experimental investigation of low ODP and low GWP HCFC-123 and HC-290 refrigerant mixture alternate to CFC-12,» *Energy Conversion and Management*, vol. 48, pp. 3053-3062, 2007.
- [91] J. Fannou, C. Rousse, L. Lamarche y S. Kajl, «A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R410A and R407C as refrigerant alternatives to R22,» *Applied Thermal Engineering*, n° 82, pp. 306-317, 09 03 2015.
- [92] R. Whalley y K. Ebrahimi, «Heat exchanger dynamic analysis,» *Applied Mathematical Modelling*, vol. 62, pp. 38-50, 2018.
- [93] N. Essalhi, A. Fguiria, C. Marvillet y M. RazakJeday, «Design of helical coil condenser of small-capacity Water/Lithium Bromide absorption cooling machine,» *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 42, pp. 8888-8897, 2017.
- [94] H. Charun, T. Bohdal y M. Czapp, «Experimental investigation of the condensation of R134a and R404A refrigerants in a long, water-cooled, serpentine coils,» *International Journal of Heat and Mass transfer*, vol. 67, pp. 602-612, 2013.
- [95] J. Bustamante, A. Rattner y S. Garimella, «Reducing the performance penalty of air-cooled condensers in power plants,» *Applied Thermal Engineering*, 2015.
- [96] S. Raveendran y J. Sekhar, «Performance studies on a domestic refrigerators retrofitted with building-integrated water-cooled condenser,» *Energy and buildings*, n° 134, pp. 1-10, 2017.
- [97] G. Almendariz y D. Lara, Diseño, construcción y pruebas de un chiller para el laboratorio de transferencia de calor, Riobamba, 2014.
- [98] O. D. Villasana, Diseño de un condensador de coraza y tubos, Mexico D.F, 2010.

- [99] L. Xiao, . Z. Ge, L. Yang y X. Du, «Numerical study on performance improvement of air-cooled condense by water spray cooling,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 125, pp. 1028-1042, 2018.
- [100] P. Rapin y P. Jacquard, Instalaciones frigoríficas Tomo 2, Barcelona: Boixareu, 1997.
- [101] P. Sierra y C. Ramirez, Diseño de una cámara de refrigeración para el almacenamiento de pieles de becerro, en la empresa curtapiel en el barrio San Benito, Bogotá, Bogota, 2015.
- [102] J. Ardila y D. Hincapie, «Intercambiadores de calor de tubo en espiral,» *UIS Ingenierías*, vol. 11, n° 2, pp. 203-213, 2012.
- [103] G. Allendes y J. Cancino, Plan de inspección para intercambiador de calor para el tipo carcasa-haz tubular mediante ensayos no destructivos, Viña del mar, 2016.
- [104] W. Whitman y W. Johnson, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado, Volumen 2, Madrid: Thomson paraninfo, 2000.
- [105] C. Piñeiro, A. Dopazo y J. Fernández, «On the performance of a vertical helical coil heat exchanger numerical model and experimental validation,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, pp. 680-689, 2014.
- [106] Y. Chung, H. Kim, H. SikKim y K. Hwan, «Wide pressure range condensation modeling on pure steam/steam-air mixture inside vertical tube,» *Annals of Nuclear Energy*, vol. 118, pp. 140-146, 2018.
- [107] Q. Zhao y T. Hibikib, «Review: Condensation regime maps of steam submerged jet condensation,» *Progress in Nuclear Energy*, vol. 107, pp. 31-47, 2017.
- [108] M. Stewart, «Centrifugal pumps,» *Surface Production Operations*, vol. 4, pp. 61-309, 2019.
- [109] L. Yang, H. Yuan, J. Peng y C. LuZhang, «Performance modeling of air cycle heat pump water heater in cold climate,» *Renewable Energy*, vol. 87, pp. 1067-1075, 2016.
- [110] H. Yu, J. Zhou, H. Ma, Z. Shao y F. Si, «Performance analysis and optimization of a NGCC-CHP plant with low pressure economizer partial recirculation system,» *Energy Conversion and Management*, vol. 180, pp. 524-532, 2019.

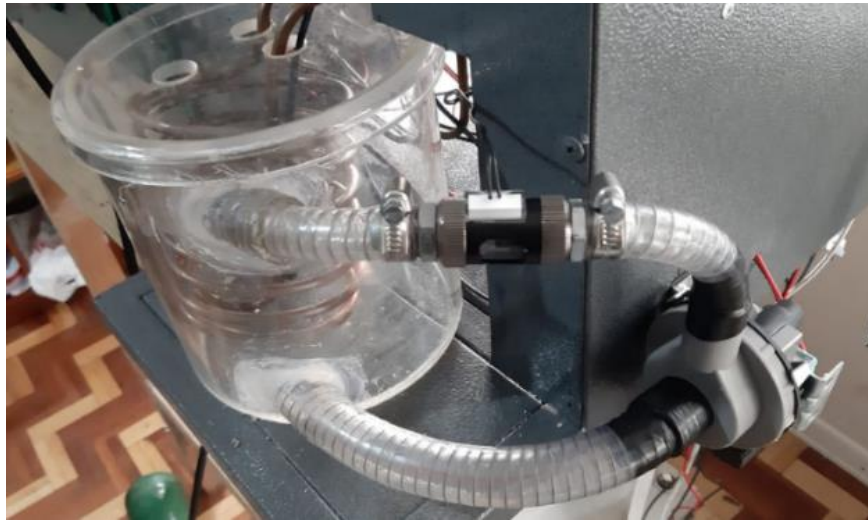
- [111] W. S. Taipe, Automatización del sistema de recirculación de agua caliente utilizando hardware libre en el hospital IESS Latacunga, Ambato, 2015.
- [112] M. Rigola, Tratamiento de aguas industriales: Aguas de procesos y residuales, Barcelona: Boixareu, 1990.
- [113] C. Li, Y. Li, Y. Cheng, E. Chen, Z. Liu y J. Wang, «Transient characteristics and performances of passive recirculation system for liquid rocket engine precooling,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 149, pp. 41-53, 2019.
- [114] J. Stemann, A. Putschew y F. Ziegler, «Hydrothermal carbonization: Process water characterization and effects of water recirculation,» *Bioresource Technology*, vol. 143, pp. 139-146, 2013.
- [115] D. Mađerić, B. Pavković y K. Lenićb, «An experimental research on energy efficiency of a beverage cooler with the latent heat storage,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 148, pp. 270-277, 2019.
- [116] C. Li, Y. Li, Y. Cheng, E. Chen, Z. Liu, W. Jiaojiao y L. Cui, «Transient characteristics and performances of passive recirculation system for liquid rocket engine precooling,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 149, pp. 41-53, 2019.
- [117] S. Khorasani, A. Moosavi, A. Dadvand y M. Hashemian, «A comprehensive second law analysis of coil side air injection in the shell and coiled tube heat exchanger: An experimental study,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 150, pp. 80-87, 2019.
- [118] M. Stewart, «Pump fundamentals,» *Surface Production Operations*, vol. 4, pp. 7-59, 2019.
- [119] C. M. Luque, Redes de agua caliente con recirculación y equipos de calentamiento tipo caldera con tanque acumulador, Bogotá, 2016.
- [120] M. Liu, L. Tan y S. Cao, «Theoretical model of energy performance prediction and BEP determination for centrifugal pump as turbine,» *Energy*, vol. 172, pp. 712-732, 2019.
- [121] S. Harpe, «How to analyze Likert and other rating scale data,» *Currents in Pharmacy Teaching and Learning*, vol. 7, pp. 836-850, 2015.
- [122] Z. Sun, Y. Liang, S. Liu, W. Ji, R. Zang, R. Liang y Z. Guo, «Comparative analysis of thermodynamic performance of a cascade refrigeration system for

- refrigerant couples R41/R404A and R23/R404A,» *Applied Energy*, n° 184, pp. 19-25, 2016.
- [123] J. F. Salazar, Diseño de equipos de transferencia de calor, Nuevo Leon: Universidad Autonoma de Nuevo Leon, 2001.
- [124] Y. Cengel, Transferencia de calor y masa, México: McGraw-Hill, 2007.
- [125] B. Karlekar y R. Desmond, Transferencia de calor, Mexico D.F: MacGraw Hill, 1995.
- [126] R. Mott, Mecánica de fluidos, México: Pearson, 2006.
- [127] F. Kreith, R. Manglik y M. Bohn, Principios de transferencia de calor, México, D.F: Cengage learning, 2012.
- [128] Y. Kuang, K. Sumathy y R. Wang, «Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system,» *International Journal of Energy Research*, n° 27, pp. 531-548, 2003.
- [129] A. Yanus y Cengel, Transferencia de calor y masa, Mexico D.F: McGraw Hill, 2007.
- [130] W. Deng y J. Yu, «Simulation analysis on dynamic performance of a combined solar/air dual source heat pump water heater,» *Energy Conversion and Management*, n° 120, pp. 378-387, 2016.
- [131] J. Méndez y R. Cuervo, Energía solar fotovoltaica., Madrid: Fundación CONFEMETAL, 2011.
- [132] F. Barbero, F. Batlles, G. López, M. Pérez, F. Rodrigo y M. Rubio, Radiación solar y aspectos climatológicos de Almería, Almeria: Universidad de Almeria, 1996.
- [133] J. Galán, Sistemas de unidades físicas, Barcelona: Reverte, 1987.
- [134] W. Aguirre y O. Cují, Evaluación experimental del comportamiento del refrigerante 134a utilizado como fluido de trabajo en un colector /evaporador de placa de 0.08m², Quito, 2019.
- [135] Agencia de Regulacion y Control de Electricidad, «Regulacion Eléctrica,» Enero 2016. [En línea]. Available: <https://www.regulacionelectrica.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2016/02/Pliego-y-Cargos-Tarifarios-2016-01-02-2016.pdf>.

- [136] Instituto Nacional de Estadísticas y Censos, «Ecuador en Cifras,» Diciembre 2011. [En línea]. Available: http://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Encuestas_Ambientales/Ambientales_2011/Presentacion_hog2011.pdf.
- [137] D. Tello, «Análisis técnico del comportamiento del consumo y demanda eléctrica en viviendas típicas de la ciudad de Cuenca , debido a la incorporación de la cocina de inducción y sistemas eléctricos,» 2015.
- [138] I. Simbaña y V. Toaquiza, 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, Quito, 2018.
- [139] MINISTERIO DE ENERGIA Y RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES, «Centrosur,» 2018. [En línea]. Available: <http://www.centrosur.gob.ec/calcular-consumo>. [Último acceso: 2019].

ANEXOS

Anexo 1. Sistema de recirculación para el condensador



Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Anexo 2. Controlador de válvula de expansión electrónica



Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Anexo 3. Prueba de funcionamiento nocturna



Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Anexo 4. Prueba de funcionamiento matutino



Elaborado por: Robinson Caizatoa y Carlos Chamorro

Anexo 5. Prueba de funcionamiento con recirculación

26/05/2019

Tiempo [min]	T _{comp,in} [°C]	T _{comp,out} [°C]	T _{cond,out} [°C]	T _{evap,in} [°C]	P _{comp,in} [kPa]	P _{comp,out} [kPa]	P _{cond,out} [kPa]	P _{evap,in} [kPa]	T _{agua} [°C]	T _{amb} [°C]	Radiación [W/m ²]	COP _{OP = $\frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$}	cP _{cond,in} [kJ/kg·K]	h1 _{gP1 y T1} [kJ/kg]	h2 _{gP2 y T2} [kJ/kg]	h3 _{gP3 y =0} [kJ/kg]	h4 _{g3-04} [kJ/kg]	k _{cond,in} [W/m ² ·K]	m [kg/s]	P _{cond,in} [kg/s·m]	P _{evap,in} [kg/m ³]	s1 _{gP1 y T1} [kJ/kg·K]	s2 _{gP2 y T2} [kJ/kg·K]	s3 _{gP3 y =0} [kJ/kg·K]	s4 _{gP4 y h4} [kJ/kg·K]	V _{evap,in} [m ³ /kg]	Calidad X = $\frac{h_1 - h_{f,Prom,m}}{h_{g,Prom,m} - h_{f,Prom,m}}$
0	8.2	41.3	25.0	6.9	177.17	377.12	325.40	177.17	18.3	17.5	235.6	7.31	2.185	567.5	617.3	253.3	253.3	0.01873	0.003906	0.00000814	35.17	2.328	2.395	1.186	1.193	0.02843	0.1284
5	8.2	42.2	26.1	7.1	177.17	446.06	394.35	177.17	22.5	17.5	316.9	7.10	2.187	567.5	616.3	269.6	269.6	0.01886	0.003906	0.00000822	26.28	2.328	2.37	1.24	1.252	0.03805	0.1748
10	8.8	44.4	27.7	7.5	177.17	480.54	428.83	184.06	27.3	17.6	390.6	6.76	2.193	568.5	619.1	277	277	0.01912	0.003896	0.00000831	25.22	2.332	2.37	1.265	1.277	0.03966	0.1959
15	10.0	45.4	31.0	7.7	177.17	515.01	463.30	184.06	32.7	17.6	406.4	6.79	2.196	570.2	619.6	284.1	284.1	0.01926	0.004036	0.00000836	22.88	2.333	2.362	1.288	1.303	0.0437	0.2093
20	12.3	47.7	33.6	8.1	184.06	549.48	497.77	190.96	37.3	17.8	457	6.83	2.203	574.1	622.7	290.8	290.8	0.01954	0.003997	0.00000845	22.36	2.346	2.364	1.309	1.326	0.04472	0.2286
25	13.2	49.3	35.7	9	190.96	583.96	532.25	190.96	39.7	17.9	499.9	6.66	2.207	575.3	624.4	297.3	297.3	0.01975	0.004141	0.00000852	20.71	2.345	2.362	1.33	1.349	0.04829	0.2405
30	13.6	51.1	37.8	9.2	190.96	618.43	566.72	190.96	42.7	18.2	530.7	6.40	2.212	576	626.5	303.5	303.5	0.01998	0.004133	0.00000859	19.34	2.348	2.361	1.349	1.371	0.05172	0.2582
35	13.6	52.9	40.4	9.8	197.85	652.91	601.19	197.85	44.1	18.3	586.8	6.01	2.218	575.6	628.7	309.4	309.4	0.02022	0.004293	0.00000867	19.2	2.342	2.361	1.368	1.391	0.05209	0.2690
40	14.5	54.6	41.2	11.5	197.85	652.91	601.19	204.75	45.8	18.4	667.4	5.87	2.223	577.2	632.2	309.4	309.4	0.02041	0.004276	0.00000871	20.26	2.347	2.372	1.37	1.39	0.04936	0.269

28/05/2019

Tiempo [min]	T _{comp,in} [°C]	T _{comp,out} [°C]	T _{cond,out} [°C]	T _{evap,in} [°C]	P _{comp,in} [kPa]	P _{comp,out} [kPa]	P _{cond,out} [kPa]	P _{evap,in} [kPa]	T _{agua} [°C]	T _{amb} [°C]	Radiación [W/m ²]	COP _{OP = $\frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$}	cP _{cond,in} [kJ/kg·K]	h1 _{gP1 y T1} [kJ/kg]	h2 _{gP2 y T2} [kJ/kg]	h3 _{gP3 y =0} [kJ/kg]	h4 _{g3-04} [kJ/kg]	k _{cond,in} [W/m ² ·K]	m [kg/s]	P _{cond,in} [kg/s·m]	P _{evap,in} [kg/m ³]	s1 _{gP1 y T1} [kJ/kg·K]	s2 _{gP2 y T2} [kJ/kg·K]	s3 _{gP3 y =0} [kJ/kg·K]	s4 _{gP4 y h4} [kJ/kg·K]	V _{evap,in} [m ³ /kg]	Calidad X = $\frac{h_1 - h_{f,Prom,m}}{h_{g,Prom,m} - h_{f,Prom,m}}$
0	9.1	34.9	20.7	5.1	156.48	342.64	290.93	163.38	17.8	17.1	201.4	9.83	2.168	570	609.6	244.3	244.3	0.01801	0.003410	0.00000796	35.62	2.354	2.374	1.156	1.161	0.02807	0.1249
5	10.1	35.5	22.3	5.3	163.38	342.64	290.93	170.27	19.4	17.1	313.8	9.92	2.169	571.4	608	244.3	244.3	0.01808	0.003554	0.00000797	39.25	2.353	2.378	1.156	1.161	0.02548	0.1174
10	10.5	36.5	22.9	6.4	170.27	411.59	359.88	177.17	23.6	17.1	358.8	9.78	2.172	571.7	607	261.7	261.7	0.01821	0.003707	0.00000806	29.95	2.348	2.351	1.214	1.223	0.03339	0.1594
15	10.5	39.1	24.4	6.5	177.17	446.06	394.35	184.06	26.5	17.3	439	8.73	2.179	571.4	610.4	269.6	269.6	0.01851	0.003867	0.00000815	28.25	2.342	2.352	1.24	1.251	0.0354	0.1748
20	11.9	42.1	27.6	7.2	177.17	480.54	428.83	190.96	32.2	17.3	483.7	8.25	2.187	573.7	614.7	277	277	0.01887	0.003844	0.00000826	26.98	2.35	2.356	1.265	1.276	0.03707	0.1959
25	12.0	44.3	29.3	8.0	184.06	480.54	428.83	190.96	32.7	17.4	499	7.54	2.193	573.6	618.9	277	277	0.01911	0.004002	0.00000831	26.98	2.344	2.369	1.265	1.276	0.03707	0.1892
30	12.6	47.9	32.3	8.5	184.06	515.01	463.30	190.96	35.9	17.5	509.2	6.83	2.203	574.6	624.4	284.1	284.1	0.01954	0.003991	0.00000842	24.4	2.348	2.378	1.288	1.302	0.04099	0.2093
35	12.8	49.3	33.9	9.1	197.85	549.48	497.77	190.96	38.5	17.6	548.4	6.50	2.207	574.3	625.8	290.8	290.8	0.01972	0.004308	0.00000848	22.36	2.337	2.374	1.309	1.326	0.04472	0.2157
40	13.7	52.3	38.0	10.1	197.85	583.96	532.25	204.75	41.3	17.7	598	6.11	2.216	575.8	630.3	297.3	297.3	0.02009	0.004291	0.00000859	23.24	2.343	2.38	1.33	1.347	0.04303	0.2342
45	14.3	54.0	39.9	10.6	204.75	618.43	566.72	204.75	43.6	17.7	617.3	5.89	2.221	576.5	632.3	303.5	303.5	0.02031	0.00444	0.00000866	21.62	2.34	2.379	1.349	1.369	0.04626	0.2458
50	14.3	55.4	40.6	11.9	204.75	652.91	601.19	211.64	45.2	17.8	680.9	5.67	2.225	576.5	633.8	309.4	309.4	0.02051	0.00444	0.00000872	21.35	2.34	2.377	1.368	1.389	0.04683	0.2629

01/06/2019

Tiempo [min]	T _{comp,in} [°C]	T _{comp,out} [°C]	T _{cond,out} [°C]	T _{evap,in} [°C]	P _{comp,in} [kPa]	P _{comp,out} [kPa]	P _{cond,out} [kPa]	P _{evap,in} [kPa]	T _{agua} [°C]	T _{amb} [°C]	Radiación [W/m ²]	COP _{OP = $\frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$}	cP _{cond,in} [kJ/kg·K]	h1 _{gP1 y T1} [kJ/kg]	h2 _{gP2 y T2} [kJ/kg]	h3 _{gP3 y =0} [kJ/kg]	h4 _{g3-04} [kJ/kg]	k _{cond,in} [W/m ² ·K]	m [kg/s]	P _{cond,in} [kg/s·m]	P _{evap,in} [kg/m ³]	s1 _{gP1 y T1} [kJ/kg·K]	s2 _{gP2 y T2} [kJ/kg·K]	s3 _{gP3 y =0} [kJ/kg·K]	s4 _{gP4 y h4} [kJ/kg·K]	V _{evap,in} [m ³ /kg]	Calidad X = $\frac{h_1 - h_{f,Prom,m}}{h_{g,Prom,m} - h_{f,Prom,m}}$
0	10.2	37.8	25.7	7.7	177.17	342.64	290.93	184.06	18.4	17.2	225.5	8.90	2.175	570.9	612.2	244.30	244.30	0.01833	0.003872	0.00000803	47.76	2.34	2.39	1.156	1.16	0.02094	0.1028
5	10.8	38.8	27.0	8	184.06	377.12	325.40	184.06	23.3	17.2	356.2	8.74	2.178	571.6	612.7	253.30	253.30	0.01845	0.004022	0.00000808	38.33	2.337	2.38	1.186	1.192	0.02609	0.1215
10	11.9	40.6	27.7	9.2	190.96	446.06	394.35	197.85	28.4	17.5	397.00	8.56	2.183	573.1	613.3	269.60	269.60	0.01868	0.004164	0.00000819	32.59	2.338	2.36	1.24	1.249	0.03068	0.1612
15	12.9	42.6	29.2	10.5	197.85	480.54	428.83	204.75	31.5	17.6	464.1	8.20	2.188	574.4	615.6	277.00	277.00	0.01892	0.004353	0.00000827	30.8	2.336	2.36	1.265	1.275	0.03247	0.1742
20	13.9	44.5	31.7	10.7	197.85	515.01	463.30	204.75	34.1	17.7	511.8	8.00	2.193	576.2	617.9	284.10	284.10	0.01916	0.004287	0.00000834	27.66	2.344	2.36	1.288	1.3	0.03616	0.1963
25	14.0	47.2	34.8	12.1	218.54	549.48	497.77	225.43	37.4	17.9	551.3	7.14	2.201	575.4	621.7	290.80	290.80	0.01948	0.004769	0.00000844	29.99	2.328	2.36	1.309	1.321	0.03335	0.1972
30	14.0	49.3	37.0	12.5	218.54	583.96	532.25	225.43	40.2	17.9	582.6	6.67	2.207	575.4	624.4	297.30	297.30	0.01975	0.004769	0.00000852	27.44	2.328	2.36	1.33	1.344	0.03644	0.2159
35	14.6	52.9	41.1	13.9	225.43	618.43	566.72	225.43	43.3	18.1	624.3	6.04	2.218	576.1	630.1	303.50	303.50	0.02019	0.004919	0.00000863	25.38	2.326	2.37	1.349	1.366	0.03941	0.2279
40	14.6	56.0	44.2	14	232.33	687.38	635.67	232.33	46.1	18.3	652.9	5.50	2.227	575.7	633.6	315.20	315.20	0.02061	0.005082	0.00000877	23.32	2.321	2.37	1.385	1.406	0.04288	0.2562

05/06/2019

Tiempo [min]	T _{comp,in} [°C]	T _{comp,out} [°C]	T _{cond,out} [°C]	T _{evap,in} [°C]	P _{comp,in} [kPa]	P _{comp,out} [kPa]	P _{cond,out} [kPa]	P _{evap,in} [kPa]	T _{agua} [°C]	T _{amb} [°C]	Radiación [W/m ²]	COP _{OP = $\frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$}	cP _{cond,in} [kJ/kg·K]	h1 _{gP1 y T1} [kJ/kg]	h2 _{gP2 y T2} [kJ/kg]	h3 _{gP3 y =0} [kJ/kg]	h4 _{g3-04} [kJ/kg]	k _{cond,in} [W/m ² ·K]	m [kg/s]	P _{cond,in} [kg/s·m]	P _{evap,in} [kg/m ³]	s1 _{gP1 y T1} [kJ/kg·K]	s2 _{gP2 y T2} [kJ/kg·K]	s3 _{gP3 y =0} [kJ/kg·K]	s4 _{gP4 y h4} [kJ/kg·K]	V _{evap,in} [m ³ /kg]	Calidad X = $\frac{h_1 - h_{f,Prom,m}}{h_{g,Prom,m} - h_{f,Prom,m}}$
0	6.1	34.2	24.8	3.6	156.48	342.64	290.93	163.38	17.9	17.1	186.4	8.91	2.166	565.1	605.6	244.30	244.30	0.01793	0.003454	0.00000794	35.62	2.336	2.37	1.156	1.161	0.02807	0.1249
5	6.8	35.5	26.3	5	163.38	377.12	325.40	163.38	21.8	17.3	233.1	8.68	2.169	565.9	606.6	253.30	253.30	0.01809	0.003605	0.00000801	29.6	2.333	2.36	1.186	1.194	0.03379	0.1428
10	7.0	36.6	27.0	5.7	184.06	411.59	359.88	190.96	26.9	17.4	293.3	8.23	2.172	565.2	607.2	261.70	261.70	0.01822	0.004090	0.00000806	34.99	2.315	2.35	1.214	1.222	0.02858	0.1454
15	7.1	40.7	27.5	5.92	184.06	480.54	428.83	190.96	30.5	17.5	314.4	7.18	2.183	565.4	612	277.00	277.00	0.01871	0.004088	0.00000822	26.98	2.315	2.35	1.265	1.276	0.03707	0.1892
2																											

Anexo 6. Prueba de funcionamiento sin recirculación

22/05/2019

Tiempo [min]	T _{comp.in} [°C]	T _{comp.out} [°C]	T _{cond.out} [°C]	T _{esp.in} [°C]	P _{comp.in} [kPa]	P _{comp.out} [kPa]	P _{cond.out} [kPa]	P _{esp.in} [kPa]	T _{agua} [°C]	T _{amb} [°C]	Radiación [W/m ²]	COP $\frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$	CP _{cond.in} [kJ/kg·K]	h1 _{@P1,T1} [kJ/kg]	h2 _{@P2,T2} [kJ/kg]	h3 _{@P3,T3=0} [kJ/kg]	h4 ₃₋₄ [kJ/kg]	K _{cond.in} [W/m·K]	m [kg/s] $\frac{\dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1)}{T_{amb}}$	ρ _{cond.in} [kg/s·m]	ρ _{esp.in} [kg/m ³]	s1 _{@P1,T1} [kJ/kg·K]	s2 _{@P2,T2} [kJ/kg·K]	s3 _{@P3,T3=0} [kJ/kg·K]	s4 _{@P4,T4} [kJ/kg·K]	V _{esp.in} [m ³ /kg]	Calidad $X = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$
0	5.6	41.4	29.2	5.8	163.4	446.06	394.35	170.27	18.5	18.7	161.8	6.78	2.185	563.9	614.8	269.6	269.6	0.01877	0.003624	0.000008206	24.42	2.326	2.365	1.24	1.253	0.04095	0.1888
5	6.5	43.1	29.2	6.0	163.4	480.54	428.83	170.27	23.7	18.9	206.6	6.63	2.190	565.4	616.6	277	277	0.01898	0.003610	0.000008278	21.97	2.331	2.362	1.265	1.28	0.04551	0.2099
10	7.7	44.7	30.0	6.2	163.4	515.01	463.30	177.17	29.1	19.1	230.1	6.58	2.194	567.4	618.2	284.1	284.1	0.01918	0.003591	0.000008348	21.44	2.339	2.358	1.288	1.304	0.04663	0.2299
15	11.3	47.6	32.4	6.6	177.2	549.48	497.77	177.17	33.4	19.1	281.5	6.66	2.202	572.7	622.5	290.8	290.8	0.01953	0.003855	0.000008447	19.76	2.347	2.363	1.309	1.328	0.05062	0.2352
20	12.8	50.3	35.7	9.6	184.1	583.96	532.25	190.96	38.3	19.3	334.8	6.39	2.210	574.9	626.4	297.3	297.3	0.01986	0.003989	0.000008541	20.71	2.349	2.368	1.33	1.349	0.04829	0.2469
25	12.8	52.4	38.1	9.7	197.9	618.43	566.72	197.85	41.6	19.3	452.3	5.94	2.216	574.3	629.1	303.5	303.5	0.02013	0.004309	0.000008622	20.45	2.337	2.369	1.349	1.37	0.04889	0.2519
30	13.5	54.9	42.0	13.0	204.7	687.38	635.67	204.75	43.6	19.4	565.4	5.63	2.223	575.2	631.3	315.2	315.2	0.02048	0.004454	0.000008748	19.1	2.336	2.363	1.385	1.411	0.05236	0.2795
35	15.0	56.5	46.6	14.3	211.6	721.85	670.14	211.64	45.5	19.5	635.1	5.60	2.228	577.4	633.2	320.7	320.7	0.02070	0.004586	0.000008819	19.03	2.339	2.363	1.403	1.429	0.05256	0.2896

27/05/2019

Tiempo [min]	T _{comp.in} [°C]	T _{comp.out} [°C]	T _{cond.out} [°C]	T _{esp.in} [°C]	P _{comp.in} [kPa]	P _{comp.out} [kPa]	P _{cond.out} [kPa]	P _{esp.in} [kPa]	T _{agua} [°C]	T _{amb} [°C]	Radiación [W/m ²]	COP $\frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$	CP _{cond.in} [kJ/kg·K]	h1 _{@P1,T1} [kJ/kg]	h2 _{@P2,T2} [kJ/kg]	h3 _{@P3,T3=0} [kJ/kg]	h4 ₃₋₄ [kJ/kg]	K _{cond.in} [W/m·K]	m [kg/s] $\frac{\dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1)}{T_{amb}}$	ρ _{cond.in} [kg/s·m]	ρ _{esp.in} [kg/m ³]	s1 _{@P1,T1} [kJ/kg·K]	s2 _{@P2,T2} [kJ/kg·K]	s3 _{@P3,T3=0} [kJ/kg·K]	s4 _{@P4,T4} [kJ/kg·K]	V _{esp.in} [m ³ /kg]	Calidad $X = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$
0	8.9	38.6	24.2	7.8	177.17	342.64	290.93	177.17	18.2	16.9	259.7	8.21	2.178	568.7	613.7	244.3	244.3	0.01842	0.003894	0.000008045	43.28	2.332	2.396	1.156	1.16	0.02311	0.1028
5	10.2	39.6	27.7	9.4	184.06	411.59	359.88	190.96	22.5	17	389.2	8.31	2.180	570.6	612.8	261.7	261.7	0.01855	0.004033	0.000008132	34.99	2.334	2.369	1.214	1.222	0.02483	0.1454
10	11.0	40.1	28.6	9.6	190.96	446.06	394.35	197.85	27.9	17.1	492	8.41	2.181	571.6	612.3	269.6	269.6	0.01862	0.004180	0.000008176	32.59	2.332	2.358	1.24	1.249	0.03068	0.1612
15	14.2	43.7	30.6	9.7	190.96	515.01	428.83	197.85	32.7	17.3	595.4	8.63	2.191	577	616.3	277	277	0.01907	0.004123	0.000008325	28.83	2.351	2.352	1.265	1.276	0.03468	0.1825
20	14.3	46.2	32.8	10.1	197.85	549.48	497.77	197.85	35	17.6	601.2	7.67	2.198	576.8	619.7	290.8	290.8	0.01937	0.004280	0.000008416	23.75	2.346	2.355	1.309	1.325	0.0421	0.2157
25	14.8	50.7	35.5	10.1	197.85	583.96	532.25	204.75	38.1	17.7	606.3	6.67	2.211	577.7	627.2	297.3	297.3	0.01991	0.004271	0.000008550	23.24	2.349	2.37	1.33	1.347	0.04303	0.2342
30	15.2	53.7	38.6	10.6	197.85	618.43	566.72	211.64	40.9	17.7	626.6	6.15	2.220	578.4	631.7	303.5	303.5	0.02028	0.004264	0.000008650	22.82	2.351	2.377	1.349	1.368	0.04382	0.2519
35	15.5	54.4	41.5	13.7	204.75	652.91	601.19	211.64	43.3	17.8	656.2	6.06	2.222	578.6	631.7	309.4	309.4	0.02039	0.004417	0.000008701	21.35	2.347	2.371	1.368	1.389	0.04683	0.2629
40	15.6	55.3	43.2	14.2	211.64	687.38	635.67	218.54	45.5	17.9	692.5	6.01	2.225	578.4	632.2	309.4	309.4	0.02053	0.004575	0.000008757	22.49	2.343	2.365	1.37	1.388	0.04447	0.2569

29/05/2019

Tiempo [min]	T _{comp.in} [°C]	T _{comp.out} [°C]	T _{cond.out} [°C]	T _{esp.in} [°C]	P _{comp.in} [kPa]	P _{comp.out} [kPa]	P _{cond.out} [kPa]	P _{esp.in} [kPa]	T _{agua} [°C]	T _{amb} [°C]	Radiación [W/m ²]	COP $\frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$	CP _{cond.in} [kJ/kg·K]	h1 _{@P1,T1} [kJ/kg]	h2 _{@P2,T2} [kJ/kg]	h3 _{@P3,T3=0} [kJ/kg]	h4 ₃₋₄ [kJ/kg]	K _{cond.in} [W/m·K]	m [kg/s] $\frac{\dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1)}{T_{amb}}$	ρ _{cond.in} [kg/s·m]	ρ _{esp.in} [kg/m ³]	s1 _{@P1,T1} [kJ/kg·K]	s2 _{@P2,T2} [kJ/kg·K]	s3 _{@P3,T3=0} [kJ/kg·K]	s4 _{@P4,T4} [kJ/kg·K]	V _{esp.in} [m ³ /kg]	Calidad $X = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$
0	5.7	33.2	23.5	6.4	163.38	342.64	290.93	170.27	18.3	15.3	202.8	9.04	2.163	564.1	603.8	244.3	244.3	0.01782	0.003622	0.000007920	39.25	2.327	2.364	1.156	1.161	0.02548	0.1174
5	6.0	34.5	25.4	6.6	177.17	342.64	290.93	184.06	21.1	15.4	253.3	8.55	2.167	563.9	606.2	244.3	244.3	0.01797	0.003944	0.000007950	47.76	2.315	2.372	1.156	1.16	0.02094	0.1028
10	6.4	35.9	27.1	6.9	177.17	411.59	359.88	184.06	24.1	15.6	305.4	8.33	2.170	564.5	605.9	261.7	261.7	0.01814	0.003937	0.000008048	32.37	2.318	2.347	1.214	1.222	0.03089	0.1523
15	6.5	38.3	28.2	7	177.17	446.06	394.35	184.06	26.5	15.8	338.9	7.68	2.176	564.7	608.9	269.6	269.6	0.01842	0.003935	0.000008136	28.25	2.318	2.347	1.24	1.251	0.0354	0.1748
20	7.5	41.2	31.2	7.3	184.06	480.54	428.83	184.06	29.6	16.1	360.9	7.16	2.184	566	613	277	277	0.01877	0.004081	0.000008235	25.22	2.318	2.35	1.265	1.277	0.03966	0.1892
25	7.7	44.2	31.8	7.8	184.06	515.01	463.30	184.06	33.3	16.1	423.5	6.54	2.193	566.4	617.3	284.1	284.1	0.01912	0.004077	0.000008337	22.88	2.319	2.355	1.288	1.303	0.0437	0.2093
30	8.3	46.0	32.9	7.8	184.06	549.48	497.77	190.96	35.9	16.4	452.4	6.32	2.198	567.4	619.3	290.8	290.8	0.01935	0.004066	0.000008411	22.36	2.323	2.353	1.309	1.326	0.04472	0.2286
35	8.4	46.5	35.0	9.1	190.96	583.96	532.25	197.85	38.4	16.5	489.4	6.23	2.199	567.2	618.8	297.3	297.3	0.01943	0.004228	0.000008458	21.95	2.317	2.344	1.33	1.348	0.04556	0.2405
40	8.9	48.1	36.9	9.1	190.96	618.43	532.25	197.85	40.2	16.7	509.3	6.14	2.203	567.9	620.5	297.3	297.3	0.01964	0.004221	0.000008529	21.95	2.319	2.343	1.33	1.348	0.04556	0.2405
45	9.8	49.6	38.9	9.4	190.96	618.43	566.72	197.85	41.7	16.8	585.7	6.04	2.208	569.6	623.5	297.3	297.3	0.01981	0.004202	0.000008561	21.95	2.325	2.352	1.33	1.348	0.04556	0.2405
50	10.0	49.8	39.4	10.1	190.96	618.43	566.72	197.85	42.9	16.9	630	6.04	2.208	569.9	623.9	297.3	297.3	0.01983	0.004198	0.000008566	21.95	2.327	2.353	1.33	1.348	0.04556	0.2405
55	11.7	53.0	41.9	11.9	197.85	652.91	601.19	204.75	44.1	17	638.8	5.66	2.218	572.4	628.9	309.4	309.4	0.02023	0.004329	0.000008671	20.26	2.331	2.362	1.368	1.39	0.04936	0.269
60	11.7	53.6	43.8	12.8	204.75	687.38	635.67	211.64	45.5	17.1	645.6	5.54	2.220	572.1	628.7	315.2	315.2	0.02033	0.004491	0.000008721	20.1	2.325	2.355	1.385	1.409	0.04974	0.2795

02/06/2019

Tiempo [min]	T _{comp.in} [°C]	T _{comp.out} [°C]	T _{cond.out} [°C]	T _{esp.in} [°C]	P _{comp.in} [kPa]	P _{comp.out} [kPa]	P _{cond.out} [kPa]	P _{esp.in} [kPa]	T _{agua} [°C]	T _{amb} [°C]	Radiación [W/m ²]	COP $\frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$	CP _{cond.in} [kJ/kg·K]	h1 _{@P1,T1} [kJ/kg]	h2 _{@P2,T2} [kJ/kg]	h3 _{@P3,T3=0} [kJ/kg]	h4 ₃₋₄ [kJ/kg]	K _{cond.in} [W/m·K]	m [kg/s] $\frac{\dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1)}{T_{amb}}$	ρ _{cond.in} [kg/s·m]	ρ _{esp.in} [kg/m ³]	s1 _{@P1,T1} [kJ/kg·K]	s2 _{@P2,T2} [kJ/kg·K]	s3 _{@P3,T3=0} [kJ/kg·K]	s4 _{@P4,T4} [kJ/kg·K]	V _{esp.in} [m ³ /kg]	Calidad $X = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$
0	2.6	32.8	15.8	15.6	142.69	342.64	290.93	163.38	18.1	16.4	240.5	8.33	2.162	560.0	603.1	244.30	244.30	0.01778	0.003181	0.000007911	35.62	2.33	2.36	1.156	1.161	0.02807	0.1406
5	2.7	34.4	24.0	3.4	142.69	377.12	325.40	163.38	21.3	17.4	332.4	7.91	2.166	560.2	604.6	253.30	253.30	0.01797	0.003179	0.00000798	29.6	2.331	2.35	1.186	1.194	0.03379	0.1658
10	3.6	36.1	25.0	2.5	149.59	411.59	359.88	163.38	25.8	17.5	334.8	7.66	2.171	561.3	606.3	261.70	261.70	0.01817	0.003329	0.000008052	25.57	2.329	2.35	1.214	1.225	0.03911	0.1815
15	4.8	39.6																									