

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

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

TEMA:

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD PARA EL USO DE REFRIGERANTES R134a,
R123, R600a EN UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR
UTILIZANDO UN COMPRESOR DE 1/6 HP

AUTORES:

VALENZUELA PAZMIÑO MAX HENRY

HARO NOVOA DAVID ALEXANDER

TUTOR:

QUITIAQUEZ SARZOSA WILLIAM GIOVANNY

Quito, Agosto 2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros: David Alexander Haro Novoa, con cédula de ciudadanía N° 1003508395 y Max Henry Valenzuela Pazmiño, con cédula de ciudadanía N° 0803003367, 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: Estudio de factibilidad para el uso de refrigerantes R134a, R123, R600a en una bomba de calor asistida por energía solar utilizando un compresor de 1/6 hp, 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



.....
Haro Novoa David Alexander
C.I. 1003508395




.....
Valenzuela Pazmiño Max Henry
C.I. 0803003367

Quito, agosto de 2018

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación: Estudio de factibilidad para el uso de refrigerantes R134a, R123, R600a en una bomba de calor asistida por energía solar utilizando un compresor de 1/6 hp, realizado por Haro Novoa David Alexander y Max Henry Valenzuela Pazmiño, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana para ser considerados como trabajo final de titulación. Quito, 16 de julio de 2018.

Quito, agosto de 2018


.....
William Giovanni Quitiaquez Sarzosa
C.I. 1721609764

DEDICATORIA

A Esthela y Eduardo mis padres, quienes han hecho lo que ha estado en sus manos para apoyarme conforme ha surgido la necesidad, además de contar con su amor y respaldo incondicional en mis decisiones. Les quedo en deuda por brindarme la oportunidad de estudiar la carrera que yo siempre anhelé, por todos sus ánimos en los momentos difíciles y por su guía para ser una buena persona y un excelente profesional.

David Alexander Haro Novoa

Con mucho cariño y amor dedico este proyecto a cada uno de mis seres queridos, que de alguna forma me apoyaron para poder cumplir este objetivo, empezando por mis padres Ramiro y Zaidi los cuales me brindaron esta oportunidad confiando en mis capacidades y conocimientos, además de eso me han estado apoyando desde el inicio de esta etapa, a pesar de las caídas o malos momentos han estado ahí para no permitir que me rinda, convirtiéndose en los pilares que me han guiado en el transcurso de toda la carrera.

A mi hermano Byron, que sin esperar nada a cambio me compartió su conocimiento y ayuda incondicional en cada situación que lo necesitaba.

A mi tutor de proyecto, Ing. William Quitiaquez por compartirme cada uno de los conocimientos necesarios para poder realizar esta investigación de la mejor manera, por tenerme paciencia y presionarme con el fin de culminar el proyecto en el tiempo establecido.

Finalmente, a mis familiares y amigos que con cada aporte que me han brindado, por más pequeño o grande que sea, fue significativo y lograron que esta meta se cumpla.

Max Henry Valenzuela Pazmiño

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Politécnica Salesiana y a cada uno de los que forman parte de ella, por la formación académica, profesional y personal, impartida dentro y fuera de las aulas con el fin de formarnos no solo como excelentes profesionales sino también como personas de calidad.

Al Ing. William Quitiaquez, M.Sc., tutor del proyecto técnico, en primer lugar por darnos la oportunidad de desarrollar esta investigación, por compartirnos su tiempo, apoyo y conocimiento para así, desarrollar y culminar el presente proyecto técnico en un corto periodo de tiempo.

Max Henry Valenzuela Pazmiño y David Alexander Haro Novoa

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE FIGURAS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	X
ÍNDICE DE ANEXOS.....	XI
NOMENCLATURA	XII
RESUMEN	XVII
ABSTRACT	XVIII
INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVOS.....	2
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos	2
CAPÍTULO 1	3
MARCO TEÓRICO SOBRE BOMBAS DE CALOR.....	3
1.1 Antecedentes de la investigación.....	3
1.2 Impacto ambiental	6
1.3 Principios de refrigeración	14
1.4 Máquina térmica	15
1.4.1 Bomba de calor.....	16
1.5 Refrigerantes	26
1.5.1 Protocolos de Kioto y Montreal	26
1.5.2 Clasificación de los refrigerantes	27
1.5.3 Designación de los refrigerantes	29
1.5.4 Nomenclatura de los fluidos refrigerantes	31
1.5.5 Características para elección de un refrigerante.....	32
1.6 Refrigerantes a estudiar.....	34
1.6.1 R134a.....	34

1.6.2	R600a.....	35
1.6.3	R123.....	35
1.7	Normas que regulan la utilización de refrigerantes	37
1.7.1	Principales normas técnicas	38
1.7.2	R600a como principal alternativa.....	39
1.8	Software a utilizar.....	41
1.8.1	EES	41
1.8.2	MATLAB.....	41
CAPÍTULO 2		43
DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR		43
2.1	Datos preliminares para el diseño.....	43
2.1.1	Condiciones atmosféricas del sector de aplicación	43
2.2	Análisis y diseño del ciclo termodinámico	44
2.3	Balance de energía.....	50
2.3.1	Balance de energía y entropía en cada componente	51
2.3.2	Análisis del compresor.....	52
2.3.3	Análisis del condensador	53
2.3.4	Análisis de la válvula de expansión.....	54
2.3.5	Análisis del evaporador.....	55
2.4	Análisis del intercambiador de calor	57
2.5	Eficiencia de la bomba de calor.....	58
2.6	Análisis con la segunda ley de la termodinámica.....	60
2.6.1	Compresor	61
2.6.2	Condensador.....	62
2.6.3	Válvula de expansión.....	62
2.6.4	Evaporador	62
2.7	Análisis de la bomba de circulación	66

CAPÍTULO 3	67
ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	67
3.1 Análisis de resultados	67
3.1.1 Información técnica de la bomba de calor asistida por energía solar.....	67
3.1.2 Irreversibilidad en los procesos.....	69
3.1.3 Condiciones del ambiente durante las pruebas.....	70
3.1.4 Ilustración de ciclos de compresión de vapor simulados en EES.	74
3.1.5 Análisis del rendimiento con la segunda ley de la termodinámica	75
3.2 Análisis económico y ambiental.....	76
3.2.1 Listado de equipos y materiales	76
3.2.2 Análisis comparativo de costos	79
3.2.3 Estudio ambiental	80
3.2.4 Costo de mantenimiento	81
3.2.5 Análisis financiero del proyecto.....	81
3.2.6 Ahorro económico	81
3.2.7 Cálculo del valor actual neto.....	82
3.2.8 Cálculo de la tasa interna de retorno.....	83
3.2.9 Recuperación de la inversión	84
CONCLUSIONES	86
RECOMENDACIONES	88
REFERENCIAS	89
ANEXOS.....	101

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Población y emisiones de CO ₂ a nivel mundial vs años.....	8
Figura 1.2. Población y emisiones de CO ₂ a nivel nacional vs años	9
Figura 1.3. Consumo de electricidad por sector a nivel mundial vs tiempo	10
Figura 1.4. Consumo de energía primaria por sector a nivel mundial vs tiempo.....	11
Figura 1.5. Consumo de electricidad por sector de actividad en el Ecuador vs. tiempo	12
Figura 1.6. Consumo de energía por sector de actividad en el Ecuador vs. tiempo.....	12
Figura 1.7. Consumo de energía del sector residencial en el Ecuador (2005-2014)	13
Figura 1.8. Esquema de un motor térmico y un refrigerador o bomba de calor.....	15
Figura 1.9. Esquema de una DX – SAHP	16
Figura 1.10. Componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.....	17
Figura 1.11. Intercambiadores de calor de flujo paralelo	18
Figura 1.12. Intercambiadores de calor de flujo encontrado.....	18
Figura 1.13. Intercambiadores de calor de flujo cruzado.....	19
Figura 1.14. Compresor de tipo tornillo.....	20
Figura 1.15. Esquema y diagrama T - s para ciclo ideal de refrigeración	24
Figura 1.16. Esquema y diagrama T -s para ciclo real de refrigeración	25
Figura 1.17. Diagrama presión- entalpía del R134a realizado en REFPROP.....	34
Figura 1.18. Diagrama presión- entalpía del R600a realizado en EES.....	35
Figura 1.19. Diagrama presión- entalpía del R123 realizado en EES.	36
Figura 2.1. Diagrama T-s del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.	45
Figura 2.2. Diagrama T-s del ciclo real y real isoentrópico.....	47
Figura 2.3. Estado ideal (2s) y posible estado real (2) del ciclo.....	48
Figura 3.1. Variación de la radiación solar durante pruebas.....	70
Figura 3.2. Variación de la temperatura ambiente durante pruebas.	70
Figura 3.3. Variación de la velocidad del viento durante pruebas.	71
Figura 3.4. Presión de entrada al compresor.	71
Figura 3.5. Presión de salida del compresor.....	72
Figura 3.6. Temperatura a la entrada del compresor.	72
Figura 3.7. Temperatura a la salida del compresor.....	73
Figura 3.8. Coeficiente de desempeño.	73
Figura 3.9. Incremento de la temperatura del agua en el tiempo.	74
Figura 3.10. Comparación del ciclo en base a pruebas, con diagrama T-s.....	75

Figura 3.11. Comparación del ciclo en base a pruebas, con diagrama P-h.....	75
Figura 3.12. Curvas de rendimiento considerando el análisis exergético.....	76

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Población en millones de personas.....	7
Tabla 1.2. Clasificación de compresores según su rango de aplicación	21
Tabla 1.3. Compresores usados en DX – SAHP.	22
Tabla 1.4. Designación de los refrigerantes	29
Tabla 1.5. Designación de las mezclas de refrigerantes.....	30
Tabla 1.6. Efectos ambientales de grupos de refrigerantes	33
Tabla 1.7. Resumen de propiedades de refrigerantes	36
Tabla 1.8. Características de seguridad de los refrigerantes (ISO 817:2014).....	37
Tabla 1.9. Escala de valoración.	40
Tabla 1.10. Evaluación de alternativas.	40
Tabla 2.1. Tabla de datos máximos del clima de Quito (Enero 2017-Octubre 2017)	44
Tabla 2.2. Características del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	46
Tabla 2.3. Características ciclo de refrigeración por compresión de vapor real	49
Tabla 3.1. Especificaciones técnicas de los componentes de la bomba de calor.	68
Tabla 3.2. Irreversibilidad relativa de cada componente.	69
Tabla 3.3. Descripción y costo de los materiales, equipos y suministros comprados.	77
Tabla 3.4. Consumo de componentes del equipo utilizado en las pruebas	79
Tabla 3.5. Análisis comparativo de costos para calentamiento de agua	80
Tabla 3.6. Análisis comparativo de costos para calentamiento de agua	81
Tabla 3.7. Proyección de ahorros.....	82
Tabla 3.8. Cálculo del V.A.N.	83
Tabla 3.9. Cálculo del T.I.R.	84

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor en base a pruebas.	101
Anexo 2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor en base a pruebas.	101
Anexo 3. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor en base a datos.	102
Anexo 4. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor en base a datos.	102
Anexo 5. Comparación de los ciclos de refrigeración en base a pruebas.	103
Anexo 6. Comparación de los ciclos de refrigeración en base a pruebas.	103
Anexo 7. Comparación de los ciclos de refrigeración en base a pruebas.	104
Anexo 8. Comparación de los ciclos de refrigeración en base a pruebas.	104
Anexo 9. Codificación en EES para el análisis y cálculo (1ra parte).	105
Anexo 10. Codificación en EES para el análisis y cálculo (2ra parte).	106
Anexo 11. Codificación en EES para el análisis y cálculo (3ra parte).	107
Anexo 12. Codificación en EES para el análisis y cálculo (4ra parte).	108
Anexo 13. Imágenes térmicas de los principales componentes de DX-SAHP.	109
Anexo 14. Imágenes térmicas de los principales componentes de la DX-SAHP.	110
Anexo 15. Manual de mantenimiento.	111

NOMENCLATURA

A_c	Área del colector solar (m ²)
A_T	Área del tanque (m ²)
C_{pa}	Calor específico del aire (J/kg·K)
C_{pw}	Calor específico del agua (J/kg·K)
COP	Coefficiente de operación (adimensional)
$COP_{BC,refrig}$	Coefficiente de operación de bomba de calor de refrigeración (adimensional)
$COP_{BC,calefac}$	Coefficiente de operación de bomba de calor para calefacción (adimensional)
d	Diámetro externo de la tubería (m)
$DTML$	Diferencia logarítmica de temperatura media (°F)
e	Espesor (m)
ex	Exergía específica (kJ/kg)
ERP	Relación de rendimiento energético (adimensional)
F	Eficiencia de las aletas (adimensional)
F_t	Flujo de dinero en cada período (USD/años)
FA	Flujo acumulado de NA (USD)
F_{a+1}	Flujo Acumulado siguiente a NA (USD)
F'	Factor de eficiencia del colector evaporador (adimensional)
$HSPF$	Rendimiento de calefacción para un ciclo de calentamiento (adimensional)
$h_{con,v}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección del viento (W/m ² ·K)
h_{rad}	Coefficiente de transferencia de calor por radiación del colector (W/m ² ·K)
$h_{con,w}$	Coefficiente convectivo de transferencia de calor entre el agua y la superficie exterior de la pared del tubo del condensador (W/m ² ·K)
$h_{con,r}$	Coefficiente convectivo de TC entre el refrigerante y la superficie de la pared interna del tubo del condensador (W/m ² ·K)
h	Entalpía específica (kJ/kg)
I_p	Intensidad de radiación solar en la placa del colector (W/m ²)
I	Interés
IR	Irreversibilidad relativa (adimensional)
Inv	Inversión inicial (USD)
k	Coefficiente de transferencia de calor por conducción (W/m·K)

l	Distancia entre tubos (m)
\dot{m}_a	Flujo másico de aire en el conducto (kg/s)
\dot{m}_r	Flujo másico del refrigerante a la entrada del compresor (kg/s)
m	Masa (kg)
N	Velocidad de rotación del compresor (rpm)
n	Número de periodos (años)
NA	Número de años donde se presentó flujo negativo (años)
P	Presión (Pa)
PR	Período de recuperación (años)
$\dot{Q}_{L,sum}$	Flujo de calor suministrado de una región fría (kW)
$\dot{Q}_{H,ced}$	Flujo de calor cedido al ambiente o sector determinado (kW)
Q	Cantidad de Calor ganado o perdido por el sistema (kJ)
q	Cantidad de calor por unidad de masa (kJ/kg)
\dot{Q}	Flujo de Calor por unidad de tiempo (kW)
s	Entropía específica (kJ/kg·K)
S	Entropía (kJ/K)
\dot{S}_{gen}	Tasa de generación de entropía en un proceso (kW/K)
S_R	Diferencia entre la radiación solar absorbida y la pérdida total de calor de radiación en el colector solar (W/m ²)
t	Tiempo (s)
T_{amb}	Temperatura ambiente (°C)
TC	Transferencia de calor
T_p	Temperatura en la superficie de la placa (°C)
T_{sky}	Temperatura del cielo (°C)
$T_{w,i+1}$	Temperatura final del agua (°C)
$T_{w,i}$	Temperatura inicial del agua (°C)
$T_{m,2-3}$	Temperatura promedio del refrigerante entre la entrada y salida del condensador (°C)
$T_{m,4-1}$	Temperatura promedio del refrigerante entre la entrada y salida del evaporador (°C)

T_s	Temperatura de la radiación solar tomada a 6000 K (°C)
u	Velocidad (m/s)
U_L	Coefficiente de pérdida de calor total del colector al aire ambiente (W/m ² ·K)
U_{LT}	Coefficiente de Transferencia de calor total del tanque (W/m ² ·K)
U_{cond}	Coefficiente global de TC basado en el área exterior del tubo del condensador (W/m ² ·K)
v	Volumen específico del refrigerante (m ³ /kg)
V_{des}	Desplazamiento volumétrico (cm ³ /rev)
w	Trabajo por unidad de masa suministrado (kJ/kg)
\dot{W}_{ent}	Potencia de entrada compresor (kW)
x	Calidad del refrigerante (adimensional)
$\dot{X}_{\dot{Q}_H}$	Potencia mínima de entrada que puede producir una bomba de calor (kW)
\dot{X}_{dest}	Destrucción de exergía (kW)
\cdot	Hace referencia a un parámetro por unidad de tiempo

SUBÍNDICES

a	Aire
BC	Bomba de calor
$adiab$	Adiabático
amb	Ambiente
$comp$	Compresor
$cond$	Condensador
col	Colector
$calef$	Calefacción
$cold$	Zona fría
$dest$	Destrucción
des	Desplazado
$evap$	Evaporador
ent	Entrada

<i>hot</i>	Zona caliente
<i>H</i>	Hace referencia a los parámetros de alta en el condensador
<i>i</i>	Entrada
<i>int</i>	Entrada
<i>L</i>	Hace referencia a los parámetros de baja en el evaporador
<i>m</i>	Media o promedio
<i>o</i>	Salida
<i>out</i>	Salida
<i>p</i>	Placa colectora
<i>pump</i>	Bomba de circulación
<i>prom</i>	Promedio
<i>r</i>	Refrigerante
<i>refrig</i>	Refrigeración
<i>sal</i>	Salida
<i>v</i>	Hace referencia al viento
<i>w</i>	Hace referencia al agua
<i>1</i>	Entrada del compresor
<i>2</i>	Salida del compresor y entrada del condensador
<i>2s</i>	Salida del compresor y entrada del condensador (compresión isoentrópica)
<i>3</i>	Salida del condensador y entrada de la válvula de expansión
<i>4</i>	Entrada del evaporador y salida de la válvula de expansión

SÍMBOLOS GRIEGOS

α	Absortividad de la superficie del colector evaporador (adimensional)
ε	Emisividad de la superficie del colector evaporador (adimensional)
Δh	Variación entre entalpías (kJ/kg)
ΔT_m	Temperatura media del intercambio de calor por convección (°C)
$(\Delta T)_{x=0}$	Diferencia de temperaturas al ingreso del intercambiador (°C)
$(\Delta T)_{x=L}$	Diferencia de temperaturas a la salida del intercambiador (°C)
σ	Constante de Stefan – Boltzman (5.67×10^{-8} W/m ² K ⁴)
η_{mech}	Eficiencia mecánica del compresor (adimensional)
η_{elec}	Eficiencia eléctrica del compresor (adimensional)
η_{pump}	Eficiencia de la bomba de circulación (adimensional)
η_{comp}	Eficiencia del compresor (adimensional)
$\eta_{comp,adiab}$	Rendimiento adiabático del compresor (adimensional)
η_v	Eficiencia volumétrica (adimensional)
η_{ciclo}	Eficiencia del ciclo (adimensional)
η_{Π}	Eficiencia exergética del ciclo (adimensional)
Ω	Períodos

RESUMEN

El presente proyecto radica en el diseño y construcción de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar, la cual está compuesta por: un colector-evaporador de placa plana elaborado en aluminio revestido con pintura negra, con un área de 1 m². Consta también de un compresor de 1/6 hp que utiliza R600a como fluido de trabajo. El condensador fue elaborado a partir de tubería de cobre de 0,716 mm de espesor, en diámetros de 1/4" y 3/16". Las pruebas realizadas consistieron en la obtención de datos experimentales observados cada 5 minutos en cuatro diferentes ensayos al día, con un periodo promedio de 70 minutos por cada ciclo de funcionamiento del equipo, cuyo objetivo fue elevar la temperatura del agua hasta cerca de 45 °C. La temperatura máxima observada en las pruebas dentro del tanque de almacenamiento de agua fue de 45,3 °C en un período de 75 minutos. El sistema estuvo sometido a condiciones climáticas variantes, hubo días sobre todo despejados, con un valor promedio de radiación de 556.75 W/m² y a una temperatura ambiente promedio de 20.7 °C. En la práctica un sistema de este tipo presenta una inversión inicial elevada, sin embargo, puede ser recuperada a largo plazo, además de ser amigable con el medio ambiente al no usar combustibles fósiles y disminuir la producción de cientos de kilogramos de CO₂ al año.

Palabras clave: Bomba de calor de expansión directa con asistencia solar, R600a, compresor 1/6 hp, colector - evaporador 0.29 m², Erradicación CO₂.

ABSTRACT

A direct-expansion solar-assisted heat pump system by using R600a as refrigerant is described in this project. The system mainly includes a flat-plate solar collector of total area 1 m², acting as an evaporator, a hermetically sealed reciprocating type compressor of 1/6 hp, a straight copper tube having an inner diameter of 3/16" as condenser and an electronic expansion valve. Data was observed every five minutes, during four tests per day, tests have an average period of 70 minutes. The system objective was to raise the water temperature to about 45 ° C. The highest temperature observed inside the water storage tank was 45.3 ° C in a period of 75 minutes. The system was influenced by varying weather conditions. An average radiation and an average room temperature of 556.75 W/m², 20.7 ° C respectively was present those days. This type of system has a high initial investment, however, it can be recovered in the long term and they are friendly to the environment by not using fossil fuels, in addition to the possible eradication of hundreds of kilograms of CO₂ per year.

Keywords: Direct expansion heat pump with solar assistance, R600a, compressor 1/6 hp, collector - evaporator 0.29 m², CO₂ eradication.

INTRODUCCIÓN

El siguiente documento presenta datos estadísticos de dos de los principales problemas que se generan a causa del exceso poblacional a nivel mundial, como lo son el consumo excesivo de recursos naturales y el aumento en el índice de contaminación al medio ambiente. Dichos problemas son generalmente ignorados por muchos países en el mundo, sin embargo, son temas que deberían ser considerados a tiempo, para evitar efectos catastróficos en el futuro a causa de malas acciones ejecutadas en el presente.

Es necesario implementar sistemas alimentados por energías limpias para reducir el índice de consumo de los combustibles fósiles y utilizar componentes adecuados como los refrigerantes para ejecutar aquellos sistemas, así se logra también reducir la emisión de gases de efecto invernadero.

Por tal razón se desarrollará la investigación de los diferentes tipos de refrigerantes que son utilizados como fluido de trabajo en una bomba de calor asistida por energía solar, cada una de sus propiedades y su comportamiento bajo condiciones preestablecidas en el software Engineering Equation Solver (EES) y en distintos programas informáticos disponibles, de esta manera se podrá determinar el mejor refrigerante con respecto a parámetros como la contaminación, deterioro de la capa de ozono y rendimiento del sistema; para posterior a ello construir un prototipo capaz de realizar ensayos experimentales, que ofrezca resultados reales para así comparar y comprender que la utilización de componentes más beneficiosos ambientalmente también generan buenos rendimientos operacionales.

OBJETIVOS

Objetivo general

- Estudiar la factibilidad de utilizar refrigerantes R134a, R123, R600a en una bomba de calor asistida por energía solar con un compresor de 1/6 hp.

Objetivos específicos

- Investigar sobre los diferentes tipos de refrigerantes que pueden ser utilizados en una bomba de calor asistida por energía solar, en base la información reportada en la literatura.
- Diseñar una bomba de calor asistida por energía solar mediante el uso de las propiedades de tres refrigerantes proporcionadas por el software EES.
- Analizar los resultados obtenidos, tales como el rendimiento del sistema, caídas de presión, temperatura del fluido de trabajo, en una bomba de calor mediante el uso del refrigerante R600a.
- Realizar un análisis económico-ambiental al utilizar el refrigerante R134a con relación a los refrigerantes R600a y R123 en un sistema de bomba de calor.

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO SOBRE BOMBAS DE CALOR

En el presente capítulo se realizará el estudio referente a bombas de calor de asistencia solar con expansión directa, su funcionamiento y partes. El análisis de refrigerantes considerando parámetros importantes de contaminación, toxicidad y que ofrezca un adecuado rendimiento operacional. Finalmente se detallará de manera general software para la obtención de propiedades y los comportamientos de los fluidos de trabajo.

1.1 Antecedentes de la investigación

Paradeshi et al. [1], en su estudio comparativo de una bomba de calor de expansión directa con asistencia solar (DX- SAHP), en la cual se dimensionó un área del colector evaporar de 2 m², utiliza R22 como refrigerante y un compresor recíprocante de 1020 W de potencia; realizado en un ambiente cálido húmedo y comparado con resultados de simulación en Matlab, arrojó un coeficiente de operatividad (COP) entre 1.8 y 2.8, este cambio se atribuye a la velocidad del viento, así como otros factores por ejemplo la insolación solar, el COP difiere un 2 % con los resultados de simulación.

En Hong Kong el 4 % del consumo energético se debe al calentamiento de agua para uso doméstico. Chow et al. [2], propusieron cambiar calefones que usaban gas licuado de petróleo (GLP) por una DX – SAHP, la cual usaba R134a como refrigerante, un compresor recíprocante de velocidad variable de 1020 W de potencia, obteniendo así en días parcialmente nublados de verano valores de COP mayores a 10, que son relativamente altos para este tipo de sistemas.

Pilla et al. [3], realizaron el análisis de los porcentajes de mezcla para el fluido de trabajo de un sistema de refrigeración con R600a y R290, para evaluar el desempeño del compresor. Obteniendo que la mezcla 40/60 de R600a con R290 es la que proporciona mejor desempeño con un COP de 2.08, flujo másico de 0.000395 kg/s y potencia consumida de 0.05 kW.

El refrigerante R134a es analizado por Moreno et al. [4] Indicando que con temperaturas de evaporización de -20 °C y condensación de 30 °C, el COP puede variar entre 2.1 y 2.9 debido a que su sistema dependía fuertemente de las condiciones ambientales, especialmente de la

radiación solar, la misma que aumenta la potencia en el condensador y la potencia absorbida por el compresor, siendo el medio día, cuando se puede aprovechar dicha radiación de mejor manera porque el COP puede aumentar hasta un 25 %.

Harby et al. [5], realizan una investigación en la cual analizan los diferentes tipos de refrigerantes, los resultados obtenidos indican que los refrigerantes convencionales como el R12 y R22, pueden ser sustituidos por hidrocarburos (HC) y mezclas de hidrofluorocarbonos (HFC) con los anteriores, en aplicaciones de refrigeración domésticas, aire acondicionado para automóviles y sistemas de refrigeración a nivel industrial. Los resultados mencionados indican que, existe un incremento porcentual del COP de 3 a 20.4 para los HC, de 2.3 a 17.6 para las mezclas de HC y de 15 para las mezclas HC/HFC, todos considerando un sistema base que usa R12.

El análisis y diseño de ciclos combinados con el software EES realizado por Lozano [6], demuestra que la implementación de un ciclo combinado puede generar un 50 % más de potencia y rendimiento, aproximadamente, que en el ciclo de turbina de gas de partida. Obteniendo una potencia neta producida por el ciclo de vapor y el de turbina de gas de 34304 kW y 68600 kW, respectivamente y una potencia neta total del ciclo combinado equivalente a la suma de las potencias antes mencionadas. Presentando un rendimiento del ciclo combinado de 44.53 %, a costa de una mayor inversión y sin un consumo adicional de combustible.

Yu & Teng [7], realizaron el estudio del rendimiento y la viabilidad de utilizar diferentes mezclas de hidrocarburos de R290 y R600a como alternativas de uso en un refrigerador pequeño con R134a como fluido de trabajo. Según ensayos desplegables en vacío la carga óptima del refrigerante con el uso de los hidrocarburos fue de 40 % del R134a; además consumiendo menor energía, menos relaciones de tiempo y factores energéticos mayores a los brindados por un sistema que use R134a.

Lee & Su [8], analizaron experimentalmente el rendimiento de un sistema de refrigeración doméstico con refrigerante R600a como alternativa, al uso de refrigerantes R12 y R22. El estudio realizado indica que la capacidad de refrigeración del R600a es lo suficientemente satisfactoria en comparación a el R12 y el R22, con una potencia entre 230 W a 300 W, y con un COP de 1.2 a 4.5.

Chaturvedi et al. [9], desarrollaron una alternativa de DX – SAHP para un estudio comparativo de la aplicación en procesos industriales con temperaturas entre 60 y 90 °C de los dos sistemas. Este sistema se denominó de dos estados, el cual funcionaba con 2 compresores uno de alta y uno de baja presión. El R134a se usó como fluido de trabajo. Observando que si se utiliza un área de colector solar de 0.32 m² se obtiene un COP de 4, mientras en una DX – SAHP convencional cuya área es de 2 m² su COP es de 1.8 con mismos parámetros del sistema. Concluyendo que en este sistema se necesita menor área en el colector solar para mayor COP que un sistema convencional de DX - SAHP

Facao et al. [10], plantean una alternativa de evaluación de bombas de calor de expansión directa con asistencia solar en aplicaciones domésticas, en la que comparan los datos teóricos y experimentales tomando como referencia un estudio con 4 días específicos, en condiciones de frío con alta irradiación, frío con baja irradiación, cálidos con alta y baja irradiación. El máximo error relativo en la función objetivo fue de un 5.0 %, que se dio en el consumo de energía del compresor eléctrico; resultado considerado razonable basado en estudios similares, validando así su modelo.

Un análisis de usar el refrigerante R134a como alternativa al R22 en DX – SAHP que usaba rango de temperaturas de 0 a 45 °C y de 50 a 70 °C en el evaporador y condensador respectivamente, fue hecho por Abou – Ziyen et al. [11], consumando que el COP incrementa en un 23 % en promedio y reduciendo el área del colector solar en 25 %.

La mezcla de refrigerantes (R290: 55 % / R600a: 45 %) propuesta como reemplazo al refrigerante R134a en un refrigerador de pequeña capacidad enfriado directamente fue realizada por Lee et al. [12], los resultados indican que el consumo de energía del sistema con R134a fue aproximadamente 12.3 % mayor que el de un sistema que utiliza la mezcla antes mencionada y la velocidad de enfriamiento del sistema con dicha mezcla en la temperatura de ajuste con 15 °C se mejoró en un 28.8 % en comparación con el sistema con R134a.

Zhang et al. [13] establecieron en su investigación que el COP disminuye significativamente para áreas del colector solar mayores a 6 m². Además, que el espesor debería ser de 4 mm para colectores solares de cobre, que dan mayor estabilidad y mejor funcionamiento a una

DX – SAHP, que funcionaba con una temperatura ambiente media de 26 °C, velocidad del viento promedio 3.1 m/s y radiación solar de 750 W/m².

Kuang & Wang [14], analizaron una DX – SAHP de uso doméstico y multipropósito. La cual sirve como calefactor en invierno, aire acondicionado en verano y calentador de agua durante todo el año. El sistema tiene un colector de 10.5 m² de área, un compresor de velocidad variable y de 3 HP de potencia. De cada función se obtuvo rangos de COP, de 2.6 a 3.3 para el calefactor y aire acondicionado, de 2.1 a 2.7 para el calentador de agua que en promedio entregó agua a 50 °C en condiciones de la ciudad de Shanghái.

1.2 Impacto ambiental

El análisis demográfico a nivel mundial y de sectores específicos indica que al transcurrir los años el incremento poblacional ha sido alarmante, esto no es un tema nuevo, por esta razón en varios países se ha establecido procedimientos legales y económicos marcando límites, que en caso de sobrepasarlos se aplicarán las respectivas sanciones que obligan al infractor a meditar y mantenerse a los límites determinados; de esta manera se espera obtener un adecuado control poblacional.

El crecimiento poblacional implica un incremento en el consumo de recursos, como también la producción de desperdicios contaminantes. Por consiguiente, los recursos se irán agotando, y con esto la tierra fértil que los va produciendo.

En el año 1835, la población humana mundial alcanzó la cifra de 1000 millones, se había duplicado, apenas en un siglo. En la actualidad, la población mundial crece a razón de 1000 millones cada década aproximadamente, además existe la amenaza de que el periodo de tiempo podría ser reducido los años venideros [15].

En la tabla 1.1 se presenta el análisis poblacional a nivel mundial y de distintos lugares determinados, con el fin de apreciar el crecimiento de la población con el pasar del tiempo. Al referirse a la población de Asia y Oceanía se considera únicamente a los países de aquellos continentes que pertenecen a la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico (OECD).

Tabla 1.1.

Población en millones de personas [16, 17, 18, 19, 20].

Año	Mundial	África	Latinoamérica y el caribe	Unión Europea	Asia y Oceanía(OECD)	Estados Unidos	Ecuador
1990	5277.64	626.48	446.01	477.95	191.68	250.18	10.22
1994	5618.56	699.49	478.33	482.49	196.67	263.46	11.20
1998	5947.05	773.30	510.37	485.29	201.12	276.15	12.16
2000	6107.99	812.55	525.91	487.12	203.13	282.40	12.63
2004	6425.10	896.08	555.56	492.90	206.74	293.26	13.51
2008	6748.65	990.50	584.50	500.63	210.04	304.54	14.45
2010	6913.42	1042.46	598.74	503.65	211.58	309.81	14.94
2012	7079.34	1097.67	612.69	505.96	212.76	314.50	15.42
2014	7248.66	1155.72	626.34	508.13	213.85	319.10	15.90
2015	7310.67	1181.00	633.02	509.55	213.45	321.70	16.27
2016	7397.77	1216.13	625.00	511.82	214.90	323.10	16.53

Los países industrializados son los mayores contaminantes, puesto que tienen mayor cantidad de industrias y tratan de explotar al máximo terrenos haciendo que se contamine, desde el suelo, el agua y el aire.

En base a los datos de la Tabla 1.1 es posible determinar que la población ecuatoriana ha aumentado de forma considerable desde el año 1990 con una cantidad de 10.22 millones de personas hasta el 2016 con una cantidad de 16.53 millones de personas, que equivale a un aumento poblacional ecuatoriano aproximadamente del 61.74 % en el transcurso de 26 años y a nivel mundial del 40.17 % en el mismo periodo de tiempo antes mencionado. Es necesario el análisis demográfico ya que, un incremento en la población mundial implica un mayor consumo de los recursos disponibles; lo que afecta directamente al desarrollo normal del medio ambiente y también al aumento en la emisión de desechos y/o productos contaminantes, es por ello que se busca alternativas de solución como son los estudios referentes a la utilización de sustancias menos contaminantes y que aprovechen la energía proveniente de las fuentes de energías renovables.

En la figura 1.1 y figura 1.2 se expone la influencia que tiene el aumento de seres humanos en la contaminación a nivel mundial y nacional (Ecuador). En el eje vertical izquierdo de las dos figuras ya mencionadas se exponen los datos de población, en el eje vertical derecho se

aprecian los datos referentes a las emisiones de gases de efecto invernadero, y por último en el eje horizontal se expresan el intervalo de tiempo en años.

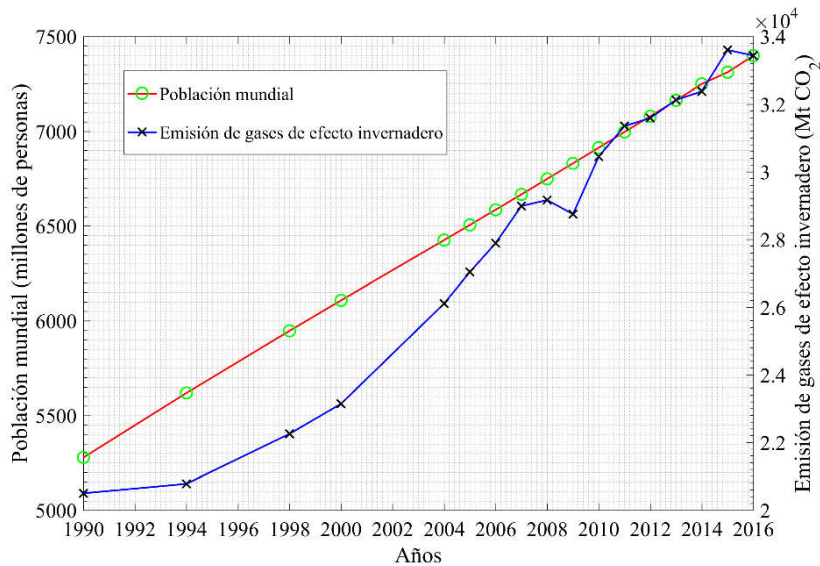


Figura 1.1. Población y emisiones de CO₂ a nivel mundial vs años [17, 19, 20, 21].

La cantidad aproximada de gases de efecto invernadero que se emiten hacia el medio ambiente por distintas actividades a nivel mundial o nacional, es posible abreviarlo con las siglas GEI y es medido en mega toneladas equivalentes de dióxido de carbono (Mt CO₂).

El crecimiento poblacional engloba el resultado neto de la natalidad, mortalidad y la migración. En la biósfera, las comunidades de seres vivos se apegan a un modelo de desarrollo exponencial cuando existen breves periodos de abundante alimento y se reducen efectos como: amontonamiento poblacional, enemigos, depredadores, estos últimos producen patrones de explosión demográfica y reducción. Por otro lado, existen factores abióticos (energéticos, climáticos y sustrato de suelos) o bióticos (seres vivos presentes) que limitan este desarrollo y a su vez pueden ser externos o internos a la población. [15].

Con respecto a las curvas que se muestran en la figura 1.1 se puede observar que las emisiones de GEI globales entre los años 2015 y 2016 han reducido en un 0.5 % a pesar de haber aumentado el índice poblacional en un 1.2 % lo que refleja que las medidas implementadas a nivel mundial están dando sus frutos, considerando dicha reducción la cual es pequeña y sin embargo, significativa. La revista REN21 [21], según los informes en el año 2016 acerca de emisiones de dióxido de carbono por el uso de combustibles fósiles

asegura que ha crecido sólo un 0.2 % estimado, continuando la ruptura lejos de la tendencia del crecimiento promedio del 2.2 % durante la década. A continuación, en la figura 1.2 se presenta datos de emisiones de gases de efecto invernadero y el crecimiento poblacional en Ecuador.

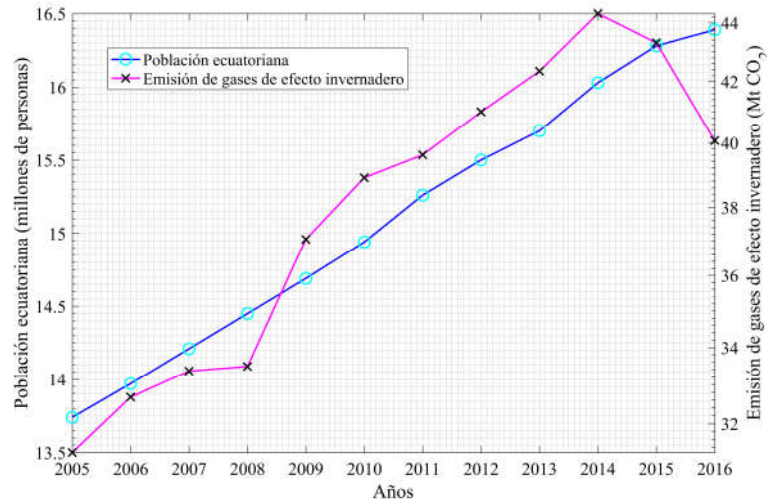


Figura 1.2. Población y emisiones de CO₂ a nivel nacional vs años [16, 17, 18].

A nivel nacional es posible notar en base a las curvas anteriores, que el pico de emisiones de GEI más alto se presentó en el año 2014 con un 44.32 Mt CO₂ que en comparación al dato del 2016 de 40.06 Mt CO₂ se puede considerar que ha reducido en un 9.6 % aproximadamente.

Esta disminución del crecimiento de las emisiones se debe al acuerdo de disminución del uso del carbón en todo el mundo, y también al aumento de la eficiencia energética a través de la generación de fuentes de energía [21]. Se hace mención a las fuentes de energía y a la contaminación, puesto que son parte de los cinco factores básicos (población, producción agrícola, recursos naturales, producción industrial y contaminación) que determinan, además de que limitan el desarrollo en el planeta [22]. Según estudios, sino se hace conciencia de la problemática que acontece, realizando modificaciones en base a las presentes tendencias de crecimiento en la población mundial, industrialización, contaminación, producción de alimentos y utilización de recursos naturales, los límites del crecimiento del planeta se alcanzarían dentro de los próximos 100 años [22].

Actualmente el planeta presenta ya, síntomas de explotación excesiva, del cual se extrae recursos más rápidamente de lo que pueden restablecerse y libera productos contaminantes en mayor cantidad de la capacidad de la Tierra para absorberlos o hacerlos inocuos [15, 22]. Todo ello conduce a un colapso medioambiental y económico, aunque existen posibilidades de tratar estos desafíos y reducir su impacto.

Debido a que la energía es uno de los recursos que elevará su demanda de consumo como resultado del incremento demográfico, implica que sea necesario adoptar nuevas estrategias para el desarrollo energético considerando nuevas fuentes de energía. Es necesario emitir un criterio con datos que lo demuestren, por esta razón a continuación se refleja el nivel de consumo energético primario y eléctrico a nivel mundial con relación a un intervalo de tiempo desde 1990 hasta 2014 en la figura 1.3 y figura 1.4.

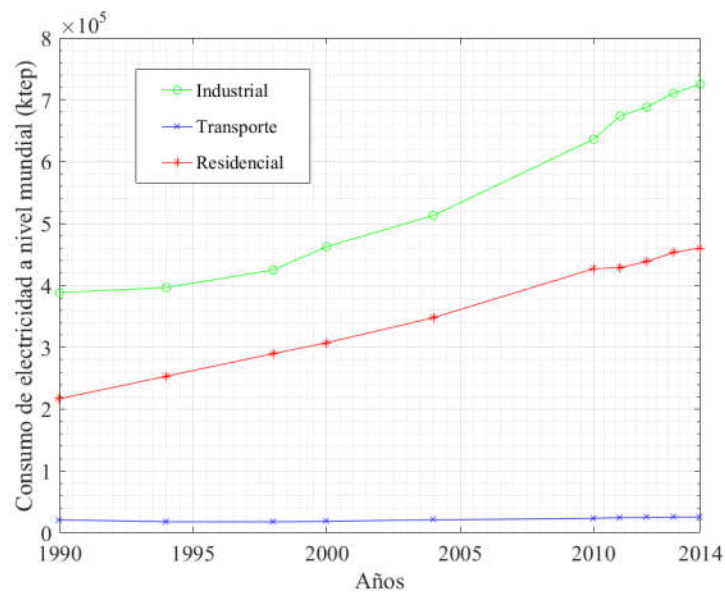


Figura 1.3. Consumo de electricidad por sector a nivel mundial vs tiempo [17].

Según la figura 1.3, donde se mide el consumo de electricidad a nivel mundial en kilo toneladas equivalentes de petróleo (ktep) el sector que más consumo eléctrico presenta es la industria con un pico de más de 720000 ktep correspondientes al año 2014, seguido del sector residencial con más de 460000 ktep, y por último el sector de transporte con 26035 ktep, el cual en comparación a los consumos de los dos primeros sectores es muy bajo. El consumo más significativo ha sido el del sector industrial con un porcentaje de aumento aproximado de 86.7 % desde el año 1990 hasta el 2014. Mientras que en la figura

1.4 se puede observar que el sector transporte es el que más consume energía primaria medida también en ktep, dejando por debajo a los sectores industrial y residencial. El aumento del consumo de energía primaria por el sector transporte es extremadamente notorio alcanzando un 67.6 % de incremento en relación al consumo en el año 1990 (1552057 ktep).

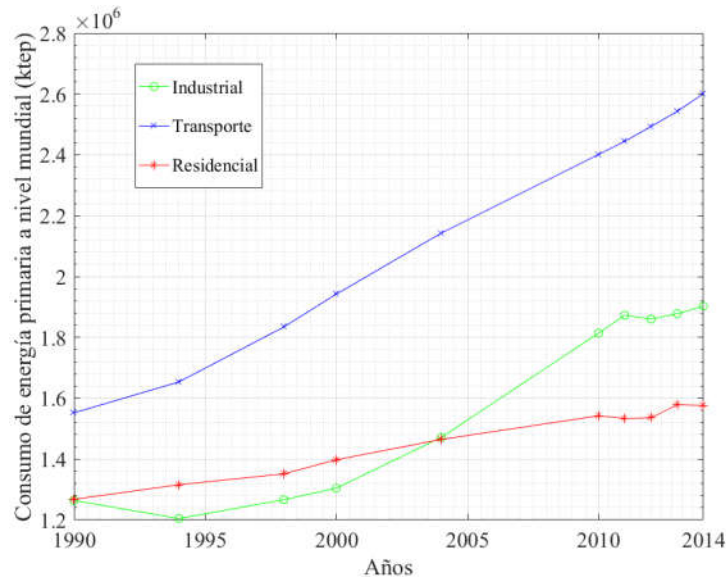


Figura 1.4. Consumo de energía primaria por sector a nivel mundial vs tiempo [17].

Al revisar el consumo energético primario y secundario por sector de aplicación en todo el mundo, es notable y lógico que esta perspectiva será muy general porque muchos de los datos tabulados para la graficación de las curvas son basados en aproximaciones proyectadas y no necesariamente en datos de censos, sin embargo, son resultados de mucha utilidad para comprender como se está llevando el cuidado del planeta y tomar decisiones para evitar destruirlo. Cabe recalcar que el análisis de las curvas de incremento de población, consumo energético, además de emisiones de gases de efecto invernadero, se han realizado en esta investigación con el fin de hacer una comparación de dichos factores con el paso de los años para notar que los índices de elevación revisados son demasiado elevados y podrían acelerar el aumento de temperatura del planeta, apresurando la llegada del denominado calentamiento global en condiciones extremas.

Un punto de vista más específico sobre el consumo de recursos, en este caso a nivel nacional será más conveniente para empezar un análisis de los indicadores de desarrollo energético en el Ecuador. En la figura 1.5 y figura 1.6 se ilustra el consumo de recursos primarios y

secundarios por sector de actividad con relación a la energía versus un intervalo de tiempo desde el año 2005 al 2015.

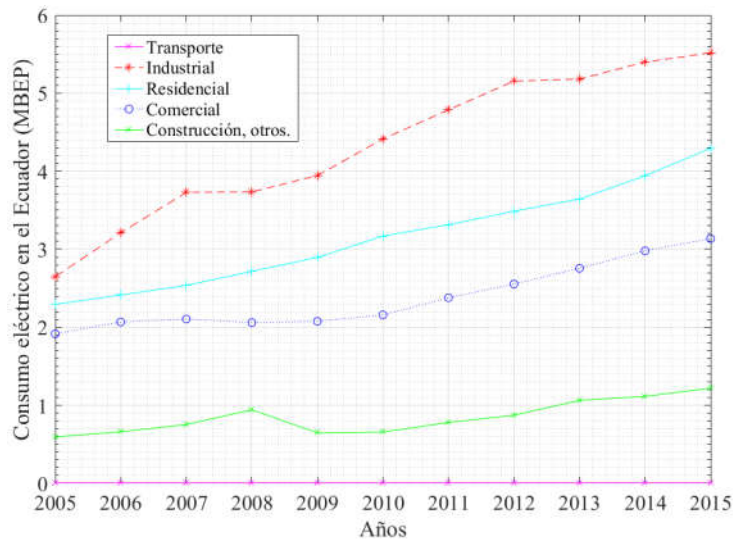


Figura 1.5. Consumo de electricidad por sector de actividad en el Ecuador vs. tiempo [16].

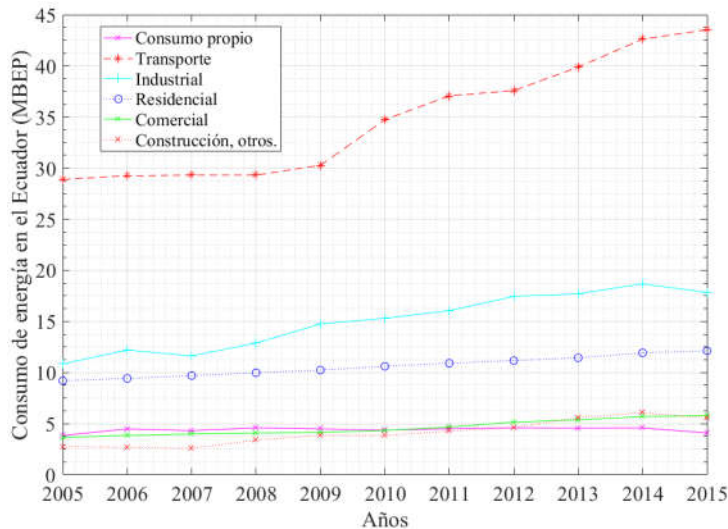


Figura 1.6. Consumo de energía por sector de actividad en el Ecuador vs. tiempo [16].

Se puede notar que el consumo eléctrico en el Ecuador medido en mega barriles equivalentes de petróleo (MBEP) para el sector industrial es el que mayor demanda presenta con 5.51 MBEP, seguido del sector residencial con 4.29 MBEP, comercial con 3.13 MBEP, dejando por muy debajo la demanda de consumo eléctrico presentada por las actividades de construcción con 1.22 MBEP y transporte con 0.006 MBEP, todos los datos del año 2015.

Por otro lado, en base a la figura 1.6 se puede concluir que el sector transporte es el mayor consumidor de energía a nivel mundial y nacional, con incrementos de consumo notorios en cada año.

En la figura 1.7 se observa el consumo residencial en el Ecuador de las energías primarias, como gas natural y leña, como también de las energías secundarias como la electricidad, gas licuado y Kerosene/ Jet Fuel, siendo la energía eléctrica la que más se utiliza alcanzando un porcentaje del 30 %.

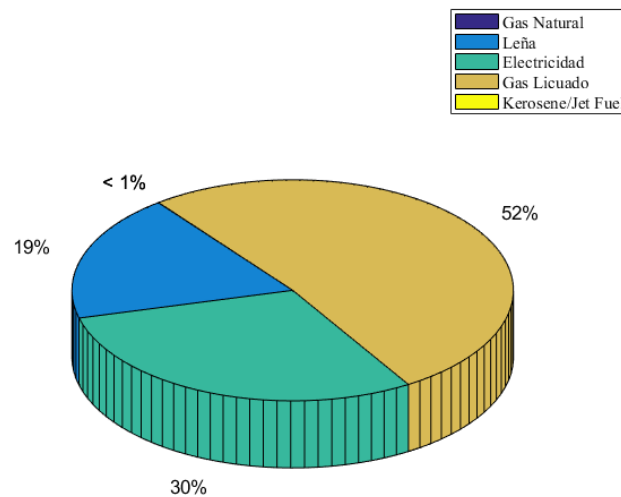


Figura 1.7. Consumo de energía del sector residencial en el Ecuador (2005-2014) [16].

En el sector residencial como era de esperarse, el mayor recurso utilizado es el ya procesado como recurso energético secundario gas licuado, sin dejar de lado la utilización de la electricidad. Por otro lado, el gas natural y kerosene/ jet fuel no son generalmente manipulados a nivel residencial, ya que estos tipos de bienes deben ser procesados en el área industrial previo al consumo humano.

Las energías renovables son las soluciones al problema que presenta el exceso de población con el pasar del tiempo que va de la mano del agotamiento de recursos no renovables a escala nacional e internacional.

Debería ser de conocimiento de todas las personas, que el mal uso de los recursos naturales puede ser perjudicial para el entorno en el que se vive, y es necesario sacar provecho de cada uno de ellos. Sin embargo, ¿cómo comprender esta situación?, sino es explicada de la forma

correcta, sino se enseña que hay formas de aprovechar lo que la tierra brinda a cada uno de sus habitantes.

El uso de la energía solar es la mayor fuente energética, por esta razón será una de las mejores opciones en términos de disponibilidad, costos, accesibilidad, y eficiencia comparada con otras fuentes de energías renovables [23]. La intervención de dicha fuente para cubrir la demanda energética nacional actualmente es mínima, por lo que el país está perdiendo la oportunidad de incluir a la energía solar como una de las principales fuentes de energía, luego del petróleo y la hidroelectricidad.

1.3 Principios de refrigeración

Por principios de refrigeración se comprende los fenómenos más inmediatos que permiten enfriar una sustancia. Son basados en los siguientes aspectos [24]:

- Efecto sensible: Se conoce como la elevación de temperatura de la sustancia refrigerante, debido a que dicha sustancia absorberá el calor de la carga que se desea enfriar en el sistema, aumentando su temperatura.
- Efecto latente: Es el cambio de fase de la sustancia refrigerante, conocido como el calor por unidad de masa absorbido (calor latente) para producir un cambio de estado presente en procesos como la evaporación, fusión y/o sublimación.
- Efecto Joule- Thomson: Es considerado como la expansión de un gas real, enfriándolo y con la finalidad de lograr licuarlo, ya sean gases presentes en el aire o el aire mismo. En determinadas circunstancias no se produce un enfriamiento sino un calentamiento.
- Efecto Peltier: Conocido como refrigeración termoeléctrica, basado en el principio del dispositivo termopar y conversión directa de energía, que analizado por Peltier se logró comprobar que dicho estudio previo era reversible y así, obtener un refrigerador basado en estos estudios.
- Refrigeración paramagnética: Se trata de enfriamiento de sal por procesos convencionales hasta una temperatura aproximada de 1 K. Como siguiente paso se aplica

un campo magnético que da orientación a las moléculas, obteniendo generación de calor que será captado por un refrigerante.

1.4 Máquina térmica

Se denomina máquina térmica al dispositivo que transforma calor en trabajo, el calor se transfiere a los alrededores. Para que la máquina térmica funcione de manera continua esta debe realizar transformaciones termodinámicas de forma cíclica absorbiendo calor de una fuente, denominado foco térmico [25].

Existen 2 tipos de máquinas térmicas, en la figura 1.8 se observa ambas disposiciones. La primera de izquierda a derecha es una máquina térmica directa o motora. La segunda es una máquina térmica inversa o generadora [26].

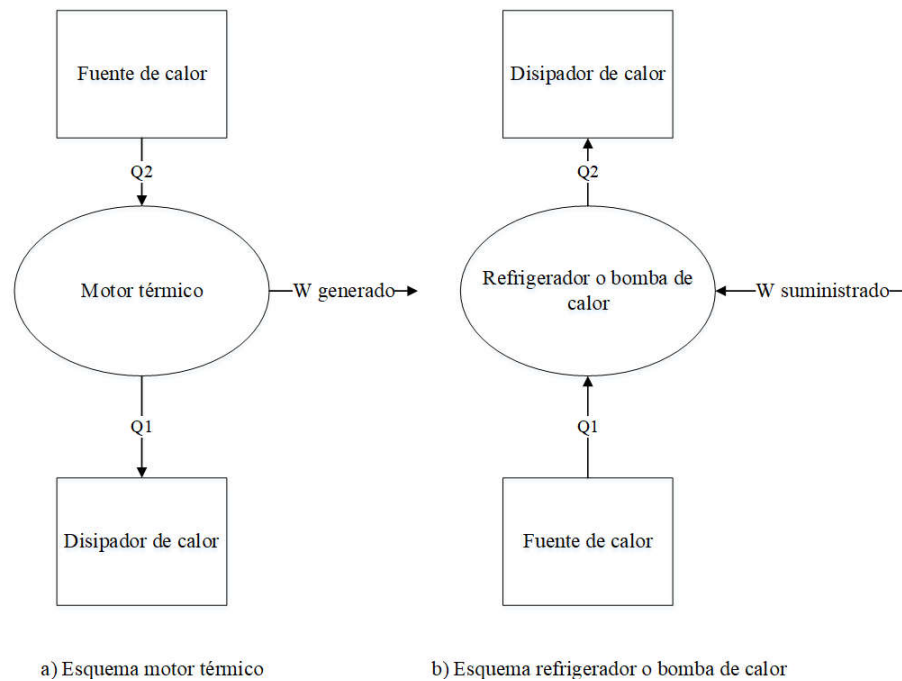


Figura 1.8. Esquema de un motor térmico y un refrigerador o bomba de calor [27, 28].

En la figura 1.8 se pueden observar que, en el motor térmico, el flujo de calor produce trabajo y en el refrigerador, para que exista el flujo de calor se necesita suministrar trabajo al sistema.

1.4.1 Bomba de calor

Es un motor térmico que funciona a la inversa, es decir es una máquina térmica inversa, en este caso se suministra trabajo con el objetivo de quitar calor de un foco térmico y ceder ese calor a otro foco térmico [29]. Además, tanto el funcionamiento de bombas de calor como de refrigeradores está gobernado por la primera y segunda leyes de la termodinámica [30].

1.4.1.1 Tipos de bombas de calor

Las bombas de calor necesitan de una potencia de entrada para su funcionamiento es común utilizar energía eléctrica, aunque también se puede usar energía solar. Existen varios tipos de bombas de calor que usan energía solar, el presente estudio se centrará en las bombas de calor con asistencia solar de expansión directa (DX - SAHP) e indirecta (IX - SAHP).

En una IX-SAHP, un fluido como el agua se calienta en el sistema solar y entonces, en un intercambiador de calor, el proceso de transferencia de calor (TC) tiene lugar entre el evaporador de la bomba de calor y el fluido caliente para elevar la temperatura del evaporador. La figura 1.9 es un clásico esquema de una DX-SAHP, en el cual, los tubos del colector solar contienen el refrigerante, que absorbe calor por medio de radiación solar y TC, se evapora previo a su ingreso al compresor, de ahí el nombre colector evaporador [31].

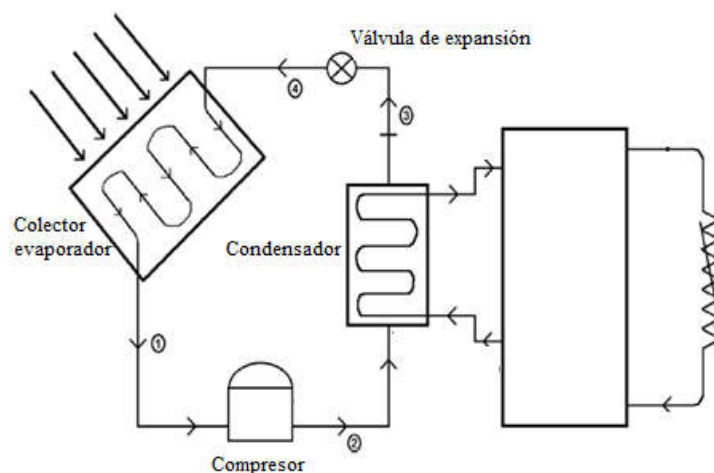


Figura 1.9. Esquema de una DX – SAHP [32].

Una desventaja de las DX-SHAP, esquematizada en la figura 1.9 es el contacto directo del refrigerante con los canales del colector – evaporador lo que produce corrosión en el tiempo.

1.4.1.2 Coeficiente de operación (COP)

El coeficiente de operatividad, coefficient of performance, rendimiento o COP de una bomba de calor es el porcentaje entre el calentamiento o enfriamiento proporcionado y la potencia de entrada. Los COP mayores equivalen a menores costes operativos [33].

1.4.1.3 Sistema de refrigeración por compresión de vapor

El desarrollo de industrias y el aumento de la población causan una gran demanda de aplicaciones de refrigeración que utilizan los sistemas mecánicos de compresión de vapor. Estos sistemas son generalmente alimentados por electricidad [34].

Está basado en los cambios de estado (líquido - vapor y vapor – líquido) de un flujo de refrigerante. Se busca tener un líquido a baja presión y temperatura para evaporarlo [35].

1.4.1.4 Componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor

Un sistema de refrigeración posee cuatro principales componentes: evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. En la Figura 1.10 se puede observar cada uno de ellos.

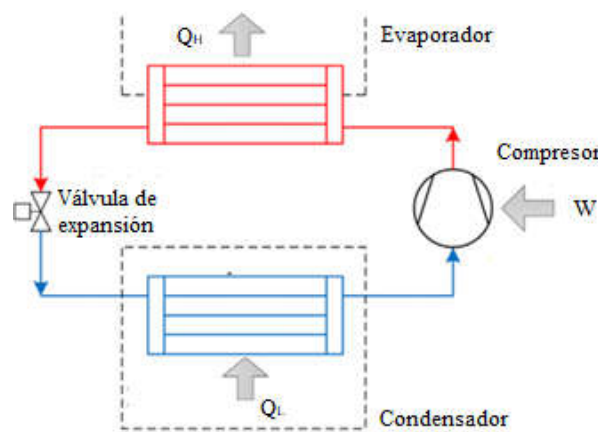


Figura 1.10. Componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor [36].

A continuación, se detallará cada uno de ellos:

Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí [37]. Estos se encuentran presentes en sistemas donde el calor debe ser transferido de un punto a otro, pueden ser mecánicos, nucleares, químicos, entre otros.

Clases de intercambiadores de calor

Flujo paralelo: Los dos fluidos, el frío y el caliente ingresan en el intercambiador por el mismo extremo, se mueven en la misma dirección como se observa en la figura 1.11.

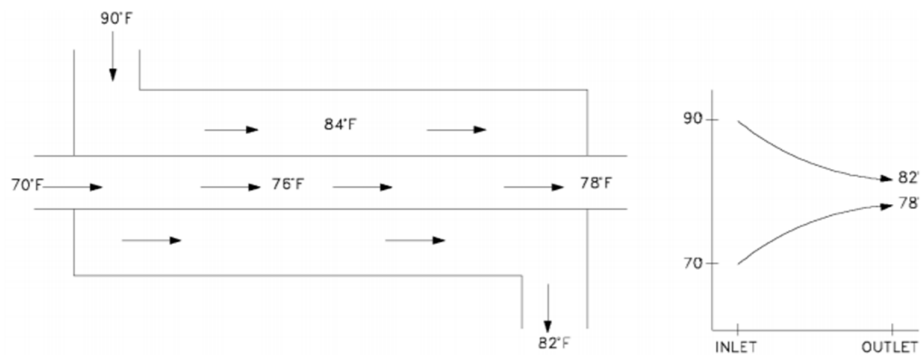


Figura 1.11. Intercambiadores de calor de flujo paralelo [38].

Flujo encontrado o contra flujo: Los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas, esto se muestra en la figura 1.12.

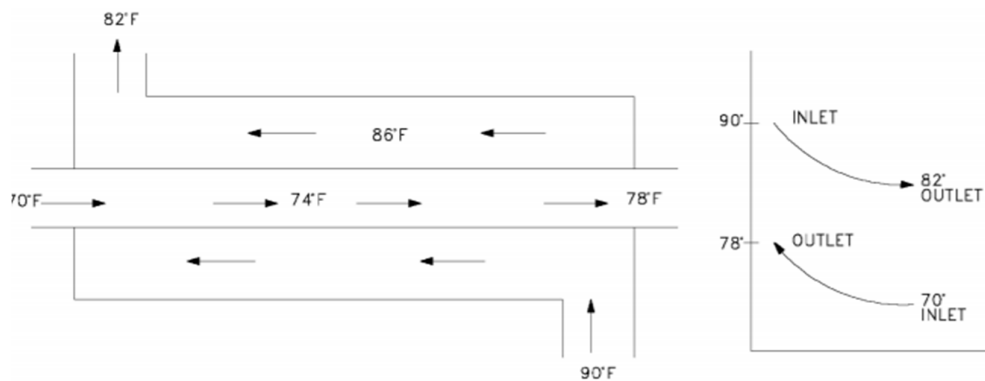


Figura 1.12. Intercambiadores de calor de flujo encontrado [38].

Flujo cruzado: En los intercambiadores compactos los dos fluidos suelen moverse de manera perpendicular entre sí y a esa configuración de flujo se le conoce como flujo cruzado, la figura 1.13 muestra esta disposición.

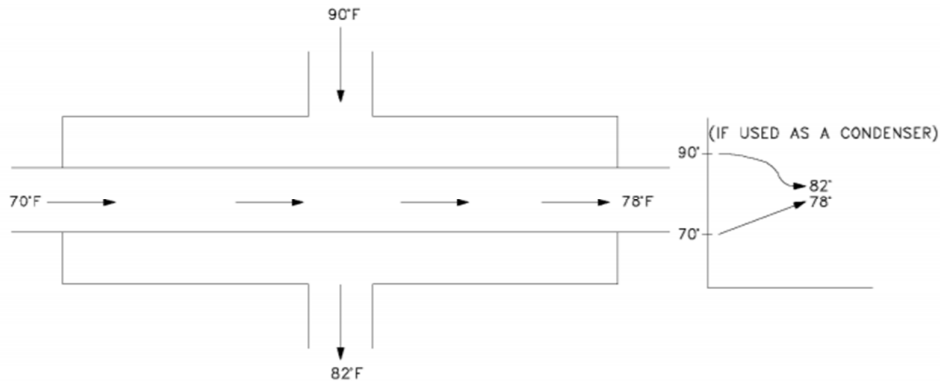


Figura 1.13. Intercambiadores de calor de flujo cruzado [38].

Colector evaporador

El colector-evaporador capta la energía calórica del sol y del ambiente [39], induciendo a que el refrigerante, el cual circula por éste cambie su fase, es decir se evapore por la absorción de calor previo a entrar en el compresor [40].

Condensador

Un condensador es un intercambiador de calor en el cual el refrigerante que proviene del compresor en fase de vapor sobrecalentado cede calor al medio. Este enfriamiento produce la condensación del fluido frigorífico [41].

Compresor

La eficiencia y la velocidad son dos factores decisivos importantes para las unidades de compresión utilizadas en sistemas de refrigeración, ya que estos factores están relacionados con la presión del refrigerante y el aumento de la temperatura de calentamiento. Sin embargo, considerar los compresores por debajo de sus capacidades es un problema real, se muestra que es factible cambiar un compresor normal por otro de velocidad variable llegando a COPs entre 2.6 y 3.3 [42].

Según la forma de compresión los compresores se clasifican en:

Compresores alternativos: Trabajan de manera similar a los motores de combustión interna, no obstante, en sentido inverso, transforman un movimiento rotativo en otro alternativo, tienen pérdidas energéticas por los mecanismos de transformación de movimiento [43]. De estos se desprende clasificación siguiente:

Compresores rotativos de paletas: El gas ingresa por un orificio pasa a una recámara con forma de media luna y en medio giro es comprimido para luego salir por impulsión. No tienen válvulas de admisión o aspiración lo que permite que el gas circule en un solo sentido, se pueden obtener grandes relaciones de compresión [44].

Compresores rotativos centrífugos: Comprimen el refrigerante mediante la aceleración de este en el rotor, son capaces de transportar grandes volúmenes de refrigerante, con el inconveniente de bajas relaciones de compresión [43].

Compresores de tornillo: Constan de dos rotores uno es denominado principal y el otro auxiliar. El gas a causa del giro queda atrapado entre los espacios de los rotores siendo trasladado de un extremo a otro del engranaje donde se hallan la admisión y el escape, es decir que son máquinas de desplazamiento positivo.

La inyección de aceite a este sistema permite reducir la emisión sonora, actúa como refrigerante en el proceso de compresión alcanzando relaciones de 1:20 [45]. En la Figura 1.14 se puede observar un compresor de tornillo.

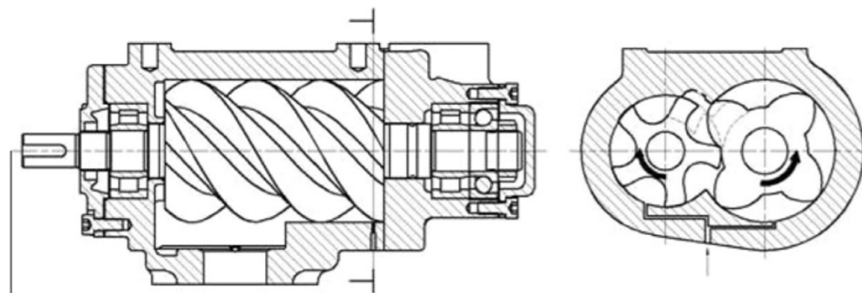


Figura 1.14. Compresor de tipo tornillo [46].

Los compresores se clasifican a partir de su rango de aplicación, disposición para el arranque y gas refrigerante como se muestra en la tabla 1.2. Es importante saber que la presión de retorno se refiere a la presión con la cual el refrigerante ingresa al compresor, el par de arranque es el par necesario para que el motor rompa su inercia y comience a operar [47].

Tabla 1.2.
Clasificación de compresores según su rango de aplicación [47, 48].

Presión de retorno	Par de arranque	Gas refrigerante
Baja presión de retorno (LBP low back pressure)	Normal (LST low starting torque) Alto par de arranque (HST high starting torque)	
Presión de retorno media (MBP middle back pressure)	Normal (LST low starting torque) Alto par de arranque (HST high starting torque)	R12, R134a, R600a, R22, R502, R404a, R507, R290, entre otros.
Presión de retorno alta (HBP high back pressure)	Normal (LST low starting torque) Alto par de arranque (HST high starting torque)	

En la práctica los compresores LBP se usan en refrigeradores domésticos, MBP en mostradores comerciales y bebederos, por último, los HBP se usan en des humificadores, dispensadores de jugo [48].

Por otro lado, es también importante el análisis de diferentes investigaciones anteriormente realizadas. La tabla 1.3 muestra varios de los parámetros importantes a tener en cuenta en una bomba de calor de tipo DX-SAHP, como: características del compresor, refrigerante a usar, aplicación dimensiones del colector y el evaporador, además del COP del sistema.

Tabla 1.3.
Compresores usados en DX – SAHP.

Investigación	Tipo	Potencia	Refrigerante	Características	Aplicación	Dimensiones colector evaporador	Dimensiones condensador	COP
Moreno et al. [40]	Reciprocante	1100 W	R134a	Hermético	Calentamiento de agua	5.6 m ²	3.77 kW	1.9 – 2.7
Huang & Wenzhu [49]	Reciprocante	750 W	-	Hermético	Calentamiento de agua	2 m ²	-	1.77 – 2.23
Scarpa & Luca [50]	Velocidad variable	-	R134a	Hermético	Calentamiento de agua	1 m ²	-	5.8
Mohamed et al. [51]	Velocidad variable	800 W	R407c	Hermético	Calefacción y calentamiento de agua	4.22 m ²	-	3.0 -4.0
Kong et al. [52]	Reciprocante	400 W	R134a	Hermético	Calefacción y calentamiento de agua	1.56 m ²	0.435 m ²	3.0
Cerit & Berrin [53]	Reciprocante	750 W	R134a	Hermético	Calefacción	4.22 m ²	-	3.30

En la tabla 1.3 se puede observar que actualmente el refrigerante R134a predomina en DX-SAHP que se usan para calentamiento de agua, así como existe una relación entre el área del colector evaporador y el COP, entre mayor el área del colector – evaporador, mayor potencia del compresor y menor COP.

Válvula de expansión

Dispositivo que se usa para regular la entrada en el evaporador del agente refrigerante en su estado líquido procedente del condensador. De esta manera el evaporador se alimenta con el refrigerante necesario de una manera continua y uniforme [54].

1.4.1.5 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire, calefacción y bombas de calor. En la figura 1.15 se muestra el esquema de los componentes y un diagrama T-s en el cual se ubican cuatro procesos [55, 56, 57], los cuales son detallados según sus características más importantes:

1-2 Compresión isoentrópica en un compresor.

2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.

3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.

4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

Características del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

- El ciclo trabaja con dos presiones, una de alta que será constante a la salida del compresor hasta la entrada a la válvula de estrangulamiento y una de baja que será de igual forma constante desde la salida de la válvula de estrangulamiento hasta el reingreso en el compresor.
- Al ingreso del compresor se considera al refrigerante vapor saturado.
- En el compresor se supondrá un proceso isoentrópico con el aumento de presión, que se puede observar en la figura 1.15 diagrama T - s.

- En el condensador entrará el refrigerante como vapor sobrecalentado y saldrá como líquido saturado, liberando calor al medio ambiente.
- El paso por la válvula de expansión, es decir el descenso de presión será isoentálpico.
- En el evaporador el refrigerante en estado de vapor húmedo absorberá calor del espacio refrigerado, se evaporará en su totalidad hasta convertirse en vapor saturado y reiniciar el ciclo [55, 56].

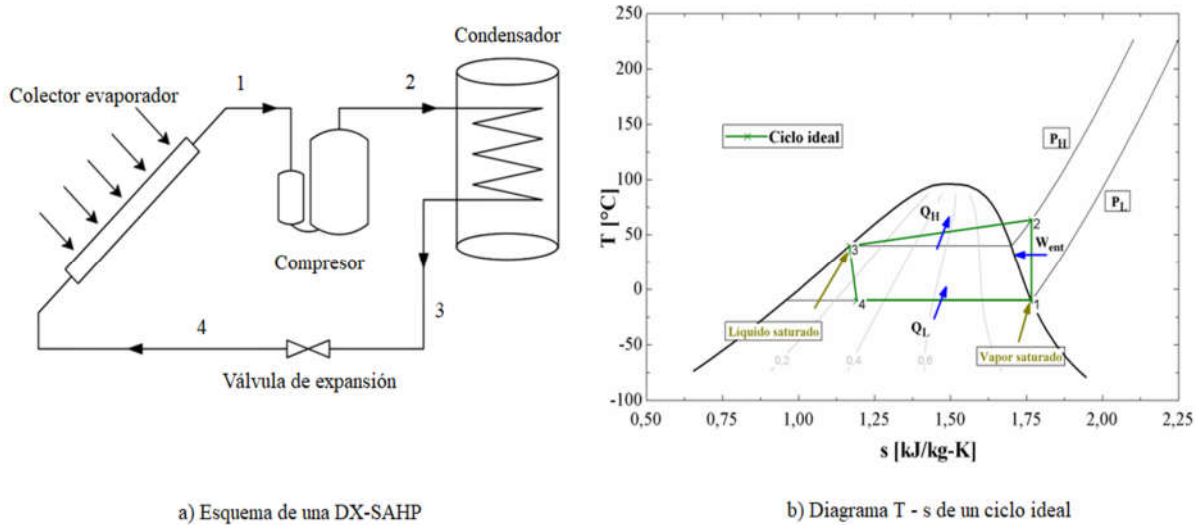


Figura 1.15. Esquema y diagrama T - s para ciclo ideal de refrigeración [55].

1.4.1.6 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor no concuerda con uno ideal en diferentes aspectos, debido a la presencia de irreversibilidades que se llevan a cabo en los componentes del sistema en el cual se produce el ciclo. En la figura 1.16 se puede observar de mejor manera estas diferencias.

Características del ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

- Al ingreso del compresor el refrigerante será vapor sobrecalentado, mayor o menor al punto 2 en el caso ideal.
- Debido a las irreversibilidades el trabajo requerido en el compresor será mayor con respecto al ideal.
- El refrigerante se subenfía ligeramente antes de entrar a la válvula de expansión.

- La caída de presión entre la válvula de expansión y el evaporador es pequeña debido a que se colocan preferentemente cerca.
- Se considera el proceso en la válvula de expansión como isoentálpico.
- La temperatura media del condensador (TC) y la fricción en la tubería que conectan el evaporador con el compresor ocasionan una caída de presión [55].

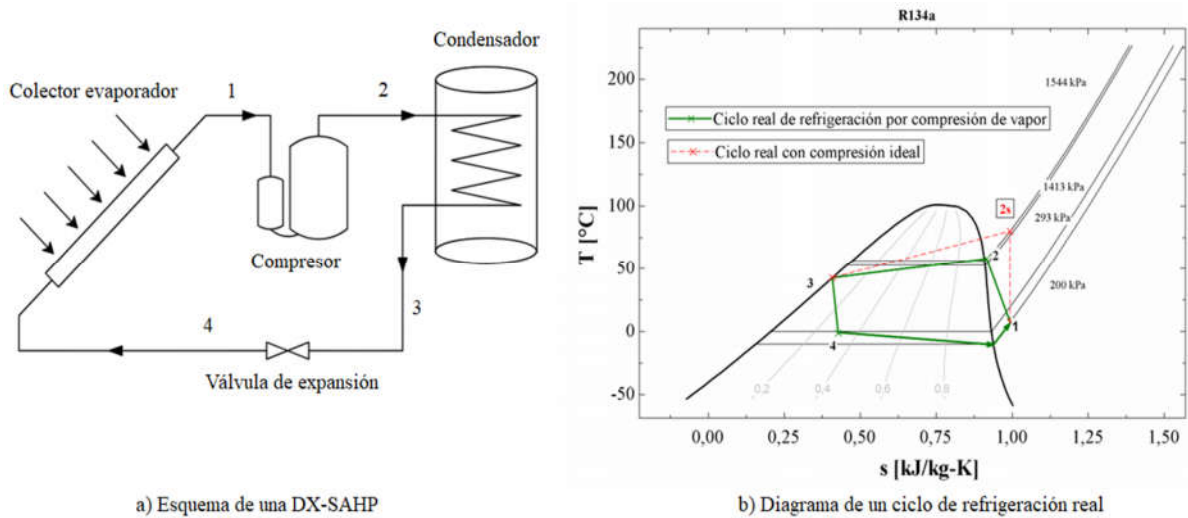


Figura 1.16. Esquema y diagrama T-s para ciclo real de refrigeración [55].

La fricción del fluido, además de la TC hacia o desde los alrededores causan caídas de presión y temperatura, que no se consideran en el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor, no obstante, se toma en cuenta al realizar el análisis exergético (análisis con la segunda ley de la termodinámica) [55, 56].

1.4.1.7 Análisis con la segunda ley de la termodinámica

El presente análisis es necesario para verificar el rendimiento real del ciclo y el de cada uno de sus componentes. Si uno de los componentes presenta una elevada destrucción de exergía, este deberá aconsejablemente ser modificado para beneficio del ciclo, dicho análisis se explica brevemente a continuación, y más detalladamente en el capítulo 2. Una irreversibilidad comprende a todos los procesos naturales, ya que se aplica a los procesos que no son reversibles en el tiempo, por ejemplo, la entropía es un proceso irreversible, y como irreversibilidades se pueden presentar la fricción, la expansión libre, la TC a través de una diferencia de temperatura finita, la resistencia eléctrica, la deformación inelástica de

sólidos, las reacciones químicas y el mezclado de dos fluidos. La presencia de cualquiera de los factores mencionados en un proceso hace que este sea irreversible [55, 58].

Para evaluar una nueva fuente de energía no es de principal importancia determinar la cantidad interna de energía que esta contiene, lo que sí es realmente necesario, es la cantidad de energía que es posible extraer como trabajo útil de dicha fuente y es ahí donde interfiere la exergía, conocida como una propiedad de medida del potencial de trabajo. Cabe mencionar que la exergía no constituye la cantidad de trabajo que realmente entregará una máquina, lo que constituye son las limitaciones sujetas a las leyes de la termodinámica al efectuar un trabajo [55, 56, 58].

La exergía de un sistema en un estado especificado depende de las condiciones del medio definidas como “el estado muerto”, así como de las propiedades del sistema mismo, por lo tanto, la exergía es una propiedad que relaciona el sistema de funcionamiento y el ambiente que lo rodea. En breve los objetivos que busca determinar el análisis con la segunda ley son los índices de destrucción de exergía, las eficiencias de exergía para el sistema y cada uno de sus componentes. Aquellos componentes que presentan mayores tasas de destrucción exergética también son aquellos con mayor potencial de mejora [55, 59].

1.5 Refrigerantes

Para la utilización de máquinas en sistemas de refrigeración se utilizan fluidos especiales capaces de captar y ceder calor según corresponda, estos fluidos son denominados refrigerantes. Un refrigerante es una sustancia encargada del intercambio de calor entre dos fluidos en un sistema térmico bajo condiciones específicas determinadas previamente, se caracteriza por su capacidad de absorber y ceder calor, debido a que puede ser fácilmente intercambiado a vapor, haciéndolo entrar en ebullición y luego cambiándolo al estado líquido haciéndolo condensarse [45].

1.5.1 Protocolos de Kioto y Montreal

Establecen metas vinculantes de reducción de las emisiones de CO₂, para 37 países industrializados y la Unión Europea, dado que son los productores responsables de gran parte

de los gases de efecto invernadero presentes hoy en día en la atmósfera, provenientes de la quema de combustibles fósiles por más de 150 años. De esta manera el protocolo tiene un principio central: el de la responsabilidad común sin embargo, diferenciada [60]. La atención se centró inicialmente en los productos químicos con mayor potencial de agotamiento del ozono, incluidos los clorofluorcarbonados (CFC) y halones [61] y de acuerdo a ello establecen un calendario de eliminación de estas sustancias. Para otro tipo de refrigerantes como los hidroclofluorcarbonados (HCFC) se propuso un calendario más relajado, debido a su menor potencial de agotamiento de la capa de ozono y porque también se han utilizado como sustitutos de transición de los CFC [62, 63].

Es importante aclarar que, a pesar de que los protocolos se estructuran en torno a varios grupos de sustancias destructoras del ozono no prohíben el uso de estas sustancias. Sino que es parte de un esfuerzo de carácter internacional con la meta de recuperar la capa de ozono al 2050.

1.5.2 Clasificación de los refrigerantes

Los fluidos refrigerantes pueden presentarse como puros y mezclas las cuales actúan similar a un fluido frigorígeno simple. También son clasificados en base a su composición química como clorofluorcarbonados, hidroclofluorcarbonados y hidrofleurcarbonados.

1.5.2.1 Refrigerantes simples

Esta clase de refrigerantes se caracterizan por ser sustancias químicas capaces de, por sí solas, permitir su utilización en el área de refrigeración, sin necesidad de mezclas extras. Entre los principales fluidos frigorígenos puros de uso común se tiene al R12, R22, R134a, R125, entre otros [64].

1.5.2.2 Mezclas de refrigerantes

Azeotrópicas: Están compuestas de dos o tres sustancias, se comportan como o casi como un refrigerante puro o simple. Las diferentes sustancias que los componen son miscibles entre sí, los puntos de evaporación y condensación son constantes [64]. Entre este tipo de mezcla se encuentra a los refrigerantes R507, R410A y R404A, los dos últimos considerados casi azeotrópicos [64].

Zeotrópicas: Se caracterizan por no poseer una evaporación ni condensación constante a una presión determinada [64]. En la evaporización cada uno de sus componentes lo hace a temperaturas diferentes provocando lo que se conoce como deslizamiento de temperatura de evaporación (glide), lo que implica que este tipo de mezclas refrigerantes solo se puede cargar a la instalación en fase líquida. Entre estos refrigerantes se tienen los siguientes R407C, R417A y R413A [64].

1.5.2.3 Clorofluorcarbonados (CFC)

Son aquellos que contienen cloro, flúor y carbono en su molécula. Fueron prohibidos en octubre del 2000 en Europa por agotar la capa de ozono, entre ellos se encuentra el R12 [45, 64].

1.5.2.4 Hidroclorofluorcarbonados (HCFC)

Son aquellos que contienen hidrógeno, cloro, flúor y carbono en su molécula. Fueron prohibidos en enero del 2004 en Europa, específicamente en la utilización para equipos de frío como la bomba de calor y el 1 de enero del 2015 se prohibió su uso en todos los casos por agotar la capa de ozono, entre ellos se encuentra el R22 [45, 64].

1.5.2.5 Hidrofluorcarbonos (HFC)

Son aquellos que no contienen cloro, contienen hidrógeno, flúor y carbono en su molécula. Estos no perjudican la capa de ozono entre los más comunes están R134a, R407C, R410a [45, 64].

1.5.3 Designación de los refrigerantes

La identificación de cada uno de los fluidos para refrigeración empieza por su composición química. A continuación, se presenta la clasificación de los refrigerantes más conocidos y aprobados en base a los estándares ANSI/ASHRAE 34-2013.

Tabla 1.4.
Designación de los refrigerantes [65].

Número	Nombre químico	Fórmula química
Serie Metano		
11	Triclorofluorometano	CCl ₃ F
12	Diclorodifluorometano	CCl ₂ F ₂
22	Clorodifluorometano	CHClF ₂
50	Metano	CH ₄
Serie Etano		
123	2,2-dicloro-1,1,1-trifluoroetano	CHCl ₂ CF ₃
134a	1,1,1,2-tetrafluoroetano	CH ₂ FCF ₃
170	Etano	CH ₃ CH ₃
Éteres		
E170	Dimetil éter	CH ₃ OCH ₃
Propano		
218	Octafluoropropano	CF ₃ CF ₂ CF ₃
290	Propano	CH ₃ CH ₂ CH ₃
Hidrocarburos		
600	Butano	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃
600a	Isobutano	CH(CH ₃) ₂ CH ₃
Compuestos inorgánicos		
702	Hidrógeno	H ₂
718	Agua	H ₂ O
744	Dióxido de carbono	CO ₂
Compuestos orgánicos insaturados		
1234yf	2,3,3,3-tetrafluoro-1-propeno	CF ₃ CF=CH ₂
1234ze(E)	Trans-1,3,3,3-tetrafluoro-1-propeno	CF ₃ CH=CHF

Haciendo referencia a los compuestos orgánicos, los cuales están formados por la materia orgánica que brinda la tierra; como son: el oxígeno, el nitrógeno, el azufre, el fósforo, el carbono, compuestos orgánicos cíclicos e insaturados (para algunos casos con menor proporción y con números reservados para una asignación futura de refrigerantes). Se presentan los hidrocarburos considerados compuestos simples, conformados únicamente por carbono e hidrógeno como el R600a y los refrigerantes de la serie etano como son: el R123 y el R134a, compuestos también por carbono e hidrógeno, además de la presencia de átomos de flúor y cloro [65, 66]. A continuación, en la tabla 1.5 se puede observar algunos de las mezclas de refrigerantes más usados y aprobados según ANSI/ ASHRAE 34-2013.

Tabla 1.5.

Designación de las mezclas de refrigerantes [65].

Número	Composición química de refrigerante (% en masa)
Zeotropos	
401a	R22 /152a/124 (53/13/34)
407C	R32 /125/134a (23/25/52)
409a	R22 /124/142b (60/25/15)
410a	R32 /125 (50/50)
444a	R32 /152a/1234ze (E) (12/5/83)
Azeótropos	
500	R12 /152a (73.8/26.2)
502	R22 /115 (48.8/51.2)
507a	R125 /143a (50/50)
510a	RE170 /600a (88/12)
515a	R1234ze (E) /227ea (88/12)

La tabla 1.5 explica la composición en porcentajes de masa de las mezclas zeótropos y azeótropos, por ejemplo, el R407C está compuesto por R32 con 23 %, R125 con 25 % y R134a con 52 %.

1.5.4 Nomenclatura de los fluidos refrigerantes

Es importante comprender la designación de cada uno de los refrigerantes, para identificar el tipo de fluido con tan solo su composición química, el nombre se establece iniciando con una R que hace referencia a que es un refrigerante, a continuación, un grupo de números que se relacionan con la cantidad de átomos de carbono (C), hidrógeno (H) y flúor (F) que posee una molécula de dicha sustancia [67]. Para el primer número de izquierda a derecha, como anteriormente se explicó, se toma en cuenta la cantidad de átomos de carbono totales de la molécula restandole la unidad. En caso de ser cero la cantidad de átomos de carbono, no se resta la unidad conservando el cero. Para el siguiente valor numérico se le suma la unidad a los átomos de hidrógeno totales en la molécula. Para el tercer número se obtiene colocando el valor numérico de átomos de flúor sin alteración alguna [68]. La letra “a” al final del nombre representa un isómero [67].

Para el caso del CH_2FCF_3 (1, 1, 1,2-Tetrafluoroetano):

$$C : 2 - 1 = 1$$

$$H : 2 + 1 = 3$$

$$F : 4$$

Por poseer isómero se le adjunta la letra “a” al final, R134a.

Para el caso del CHCl_2CF_3 (2,2-Dicloro-1, 1,1-trifluoroetano):

$$C : 2 - 1$$

$$H : 1 + 1$$

$$F : 3$$

Por ejemplo, para el refrigerante R600a es asignado según su familia 600 y un isómero presente que representa la “a” al final de su nomenclatura asignada.

1.5.5 Características para elección de un refrigerante

Es de gran importancia tener en cuenta ciertas características al momento de elegir un refrigerante. A continuación, se presenta algunas características recomendadas por Escudero y Fernández [29], además de DATACENTER consultores [69].

Temperatura de ebullición: Debe ser lo más baja posible a una determinada presión, de tal forma que permita reducir la presión de evaporación y permanezca en estado líquido a bajas temperaturas.

Volumen específico de vapor: Debe ser lo más baja posible para conseguir optimizar el rendimiento de la instalación.

Calor latente de evaporización: Es la cantidad de calor absorbido por el refrigerante en el cambio de estado; su valor numérico debe ser elevado.

Temperatura y presión crítica: Es el punto a partir del cual el refrigerante se mantiene en estado gaseoso.

Temperatura y presión de condensación: Deben ser bajas y garantizar la condensación a condiciones de ambiente.

Toxicidad: No debe ser tóxico ni venenoso para que no represente ningún peligro para los profesionales que se encarguen de su manipulación en un tiempo estimado de 40 horas de exposición a la semana.

Efectos sobre otros materiales: Los refrigerantes no deben tener efectos corrosivos o reaccionar los metales que componen las cañerías de los sistemas de refrigeración para no contaminarse.

Potencial de agotamiento del ozono (ODP): Es el agotamiento de la capa de ozono con la presencia de cloro y bromo en la capa estratosférica como resultado de la migración de sustancias químicas que contienen cloro. El ODP de una sustancia es la cantidad relativa de degradación que puede causar a la capa de ozono en comparación con la influencia de CFC-11 a la que se le asigna un valor de referencia de ODP = 1 [5].

Potencial de calentamiento global (GWP): Se define como la cualidad de acumulación de calor de un gas determinado, además de tener ciertos efectos directos e indirectos integrados a lo largo de un período de tiempo a partir de la emisión de una unidad de masa de gas en relación con un gas de referencia, comúnmente 100 años y CO₂ respectivamente [5].

Tabla 1.6.
Efectos ambientales de grupos de refrigerantes [5, 70].

Grupo de Refrigerante	Ejemplo de Refrigerante	ODP	GWP (100años)	Tiempo de vida en la atmósfera (años)
CFC	R11, R12, R115	0.6 - 1	4750 - 14400	45 - 1700
HCFC	R22, R141b, R124	0.02 – 0.11	400 - 1800	1 – 20
HFC	R407c, R32, R134a	0	140 - 11700	1 – 300
HFO	R1234yf, R123ze, R1234yz	0	0 - 12	0 - 5
Refrigerantes Naturales	R744, R717, R600a	0	0	0 - 10

La tabla 1.6 anteriormente mostrada comprende a cada uno de los efectos ambientales de los grupos refrigerantes, que son datos usados generalmente para la elección del refrigerante que se va a utilizar; en base a criterios establecidos según el tipo de aplicación, la contaminación o tiempo de permanencia de la sustancia en el ambiente (ODP, GWP), entre otros.

1.6 Refrigerantes a estudiar

1.6.1 R134a

Es un refrigerante común y se utiliza en todo el mundo. Perteneció al grupo de los HFC. Su peso molecular es de 102.03 g/mol, su fórmula es CH_2FCF_3 [71]. Su aplicación cotidiana es en frigoríficos domésticos, enfriadores de agua centrífugos, bombas de calor, cámaras de conservación, transporte frigorífico, refrigeración comercial [72].

En la figura 1.17 se puede observar el diagrama de Mollier (diagrama P-h) para el refrigerante R134a, sus rangos de trabajo para la entalpía según los estados de referencia ASHRAE, los valores de presión, temperaturas, presentando una temperatura crítica de 101 °C aproximadamente y las curvas ideales. Los estados de referencia usados en el software especializado para establecer puntos como en el diagrama P-h o T-s (temperatura-entropía) son tomados desde distintas perspectivas para los refrigerantes, sin embargo, el rango de trabajo es equivalente.

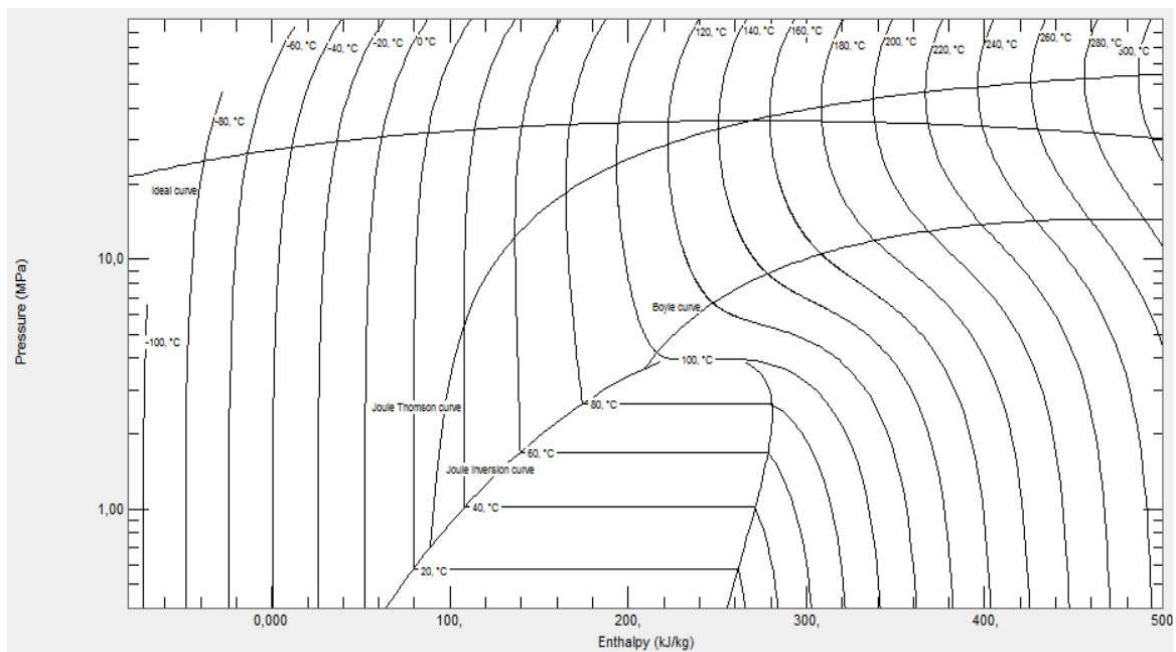


Figura 1.17. Diagrama presión- entalpía del R134a realizado en REFPROP.

1.6.2 R600a

Es un refrigerante del grupo de los hidrocarburos, se presenta en estado gaseoso en condiciones normales libre de cloro y flúor. El R600a o llamado también isobutano, es flamable solo bajo condiciones especiales. Tiene baja reactividad química, es muy volátil [73], posee un peso molecular de 58.1 g/mol, su fórmula es $(\text{CH}_3)_3\text{CH}$ [74]. Sus aplicaciones están dentro de campos como refrigeración doméstica, pequeños aparatos de refrigeración comercial, máquinas expendedoras [72]:

Debido al bajo impacto ambiental que presenta, y a sus excelentes propiedades termodinámicas su utilización va en aumento; a pesar que su uso debe ser de extremo cuidado debido a su clasificación de seguridad establecida (A3), la cual indica que es una sustancia altamente inflamable. A continuación, en la figura 1.18 es posible observar el diagrama de Mollier para el refrigerante R600a, sus rangos de trabajo para la entalpía según los estados de referencia ASHRAE, los valores de presión, entropía y temperaturas, presentando una temperatura crítica de 135 °C aproximadamente.

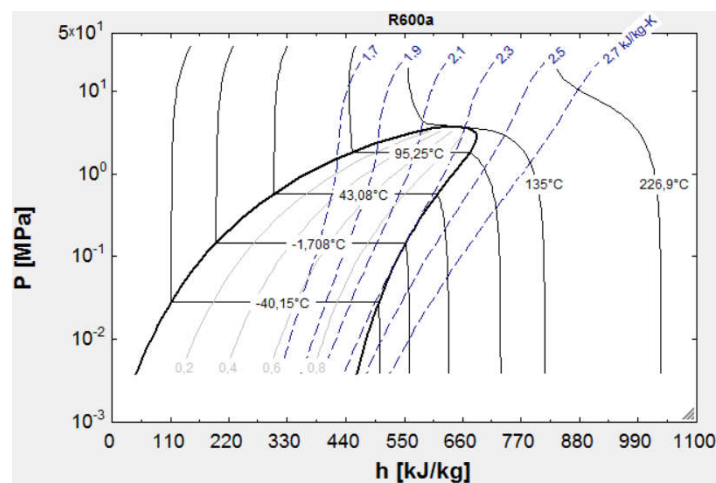


Figura 1.18. Diagrama presión- entalpía del R600a realizado en EES.

1.6.3 R123

Es un refrigerante HCFC que ha reemplazado al R11 en aplicaciones de refrigeración domésticas. Su fórmula es CHCl_2CF_3 [75]. Su peso molecular es 152.93 g/mol [76]. Se los usa en su gran mayoría en refrigeración industrial y compresores centrífugos comerciales. La figura 1.19 representa el diagrama presión- entalpía del R123, muestra los valores y

rangos de trabajo de presión, entalpía, entropía y temperaturas, resaltando la temperatura crítica del fluido de 183.7 °C. Tomando como referencia los datos de estado ASHRAE.

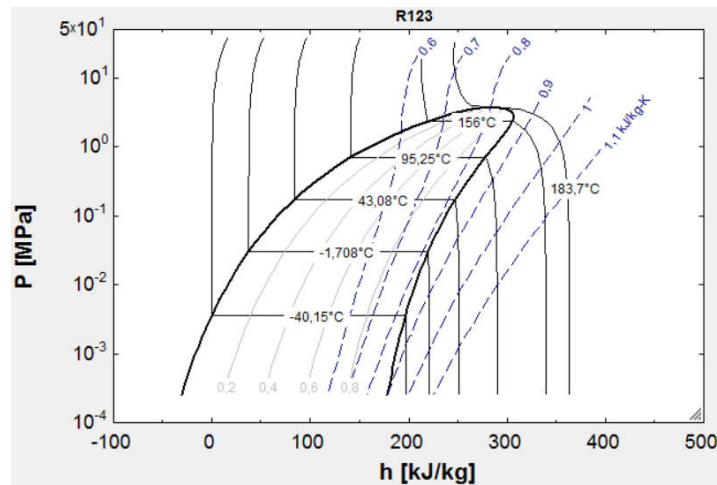


Figura 1.19. Diagrama presión- entalpía del R123 realizado en EES.

A continuación, se expone la tabla 1.7 en la que se puede observar los distintos parámetros principales que caracterizan a cada uno de los refrigerantes anteriormente analizados, se debe recalcar que las propiedades de líquido y gas han sido tomadas a 25 °C y 1 atm como indica el catálogo de cada refrigerante.

Tabla 1.7.

Resumen de propiedades de refrigerantes [72, 77, 78].

Propiedades	R134a	R600a	R123
Peso molecular	102.03	58.13	152.93
Temperatura crítica (°C)	101.1	134.7	183.7
Presión crítica (MPa)	4.06	3.64	3.66
Calor latente (kJ/kg)	216.87	364.25	165.43
ODP	0	0	0.02
GWP (100 años)	1300	20	93
Clasificación de seguridad	A1	A3	B1
Tiempo de vida en la atmósfera (años)	15	10	25
Temperatura de ignición (°C)	-	460	770

La clasificación de seguridad de cada uno de los refrigerantes a utilizar es determinada en base a su toxicidad e inflamabilidad establecida por las normas nacionales e internacionales que regulan el uso de los refrigerantes.

1.7 Normas que regulan la utilización de refrigerantes

Para el sector de refrigeración y aire acondicionado (RAC), las normas técnicas son de vital importancia para deslindarse de sustancias que agotan la capa de ozono, además de contribuir con el efecto invernadero. Al acatar el uso de dichas normas se puede definir criterios y métodos en favor de resultados mejores [79].

Cada una de las principales normas técnicas vigentes para la eliminación de HCFC y a la búsqueda de alternativas con bajo GWP, son establecidas por distintas entidades internacionales encargadas exclusivamente de regular estas medidas para el sector RAC, entre otros sectores. Uno de los principales parámetros de regulación para los refrigerantes, es su toxicidad e inflamabilidad, los cuales se ilustran a continuación en la tabla 1.8; donde se observa que a partir de la izquierda hacia la derecha aumenta la toxicidad (riesgo creciente de toxicidad) y desde la parte superior hacia la parte posterior se eleva la inflamabilidad (riesgo creciente de inflamabilidad) [79].

Tabla 1.8.
Características de seguridad de los refrigerantes (ISO 817:2014) [79].

	Baja toxicidad	Alta toxicidad
Sin propagación de llama (considerados no inflamables)	A1	B1
Baja inflamabilidad	A2L	B2L
Inflamador	A2	B2
Alta inflamabilidad	A3	B3

Siguiendo la tabla 1.8, por ejemplo, un refrigerante de clase A1 es menos tóxica que uno de la B1 y menos inflamable que uno de la A2L.

1.7.1 Principales normas técnicas

A continuación, se presenta cada una de las organizaciones internacionales de regulación ambiental, con su respectiva norma vigente y una breve explicación [79].

Organización internacional de normalización (ISO).

- ISO 5149:2014 Sistemas de refrigeración mecánicos utilizados para enfriamiento y calefacción – Requisitos de seguridad
- ISO 817:2014 Refrigerantes – Designación y clasificación de seguridad
- ISO 17584:2005 Propiedades de los refrigerantes
- ISO 11650:1999 Rendimiento de equipos para la recuperación y/o el reciclado de refrigerantes.

Comisión Electrotécnica Internacional (CEI).

- IEC 60335-1:2010 Aparatos electrodomésticos y análogos – Seguridad y requisitos generales: Es la base de una serie de más de 100 partes que cubren una amplia variedad de requisitos y aparatos, entre ellos, los sistemas no incluidos en el sector de RAC.

Comité Europeo de Normalización Electrotécnica (CENELEC).

- CENELEC: EN 60335-1:2012 Aparatos electrodomésticos y análogos – Seguridad y requisitos generales: Entra los puntos más importantes se tiene, requisitos particulares para bombas de calor eléctricas, acondicionadores de aire y deshumidificadores; aparatos de refrigeración comerciales con una unidad de condensación de fluido refrigerante o un compresor incorporado o a distancia.
- CENELEC: EN 60079 Material eléctrico para atmósferas de gas explosivas.

Comité Europeo de Normalización (CEN).

- CEN: EN 378:2008 Sistemas de refrigeración y bombas de calor – Requisitos de seguridad y medioambientales.

- CEN: EN 13313:2010 Sistemas de refrigeración y bombas de calor – Competencia del personal.
- CEN: EN 1127-1:2011 Atmósferas explosivas – Prevención y protección contra las explosiones. Parte 1: Conceptos básicos y metodología

Instituto Nacional de Normalización de los Estados Unidos / Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ANSI/ASHRAE).

- ANSI/ASHRAE 15-2013 Norma de seguridad para sistemas de refrigeración.
- ANSI/ASHRAE 34-2010 Designación y clasificación de seguridad de los refrigerantes.

Normalización Australiana / Normalización de Nueva Zelanda (AS/NZS).

- AS/NZS 2022 - 2003 Amoníaco anhidro – Almacenamiento y manipulación.

Instituto de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración de los Estados Unidos (AHRI).

- AHRI 700-2012 Especificaciones para refrigerantes de fluorocarbono: Importante especificación para ayudar a evitar el uso de refrigerantes mal etiquetados, de baja calidad y/o falsificados.

1.7.2 R600a como principal alternativa

Según la Tabla 1.7 para el refrigerante R600a, se indica que el ODP y el GWP son 0 y 20 respectivamente lo que lo convierte en un refrigerante amigable con el medio ambiente.

En la investigación realizada por Nawaz et al. [80] se muestran los beneficios que presenta el R600a versus los refrigerantes convencionales como el R134a por ejemplo la temperatura a la descarga del compresor fue menor, lo que disminuye en cierta medida pérdidas por TC con el medio. La carga total del sistema para R600a fue menor en comparación con el sistema de referencia (al menos 50 % de reducción), considerando la inflamabilidad potencial del refrigerante sustituto, perteneciente a la clase de seguridad A3, además, se reducirían las preocupaciones de seguridad porque se necesitaría una cantidad relativamente menor para operar el sistema. En la aplicación de calentamiento de agua sanitaria, la temperatura

promedio del agua de suministro fue comparable para los refrigerantes. Sin embargo, el tiempo de ejecución de la bomba de calor fue más corto para el R600a, aproximadamente 33 % más en comparación con el sistema de línea de base que contiene R134a. En la tabla 1.9 y tabla 1.10 se muestra la ponderación y evaluación de alternativas, que son un resumen de los párrafos anteriores.

Tabla 1.9.
Escala de valoración.

Parámetro	Descripción					
ODP	0	3	0.02-0.11	2	0.6-1	1
GWP	Menos de 50	3	Menos de 100	2	Mayor a 100	1
Temperatura de descarga del compresor	Menor a 79 °C	3	Menor a 82 °C	2	Mayor a 82 °C	1
Cantidad de refrigerante	Menor a 0.23 kg	3	Mayor a 0.23 kg	2	Mayor a 0.45 kg	1
Peligro por inflamabilidad	A2L, A1	3	A2	2	A3	1

Tabla 1.10.
Evaluación de alternativas.

Parámetros	Alternativos				
	Factor de ponderación	R134a	R123	R600a	
ODP	0.25	3 0.75	2 0.5	3 0.75	
GWP	0.25	1 0.25	2 0.5	3 0.75	
Temperatura de descarga del compresor	0.15	1 0.15	1 0.15	3 0.45	
Cantidad de refrigerante	0.15	1 0.15	1 0.15	3 0.45	
Peligro por inflamabilidad	0.2	3 0.6	3 0.6	1 0.2	
	TOTAL	1	1.9	1.9	2.6

Un análisis exegético fue hecho por Mastani et al. [81], en el cual se demostró que la cantidad de refrigerante R134a fue mayor a la de R600a en un 66 %, además de ser este primero dos veces más caro. Por otro lado, la cantidad de destrucción de exergía en el compresor con el R134a fue mucho mayor.

1.8 Software a utilizar

Para obtener resultados válidos en una investigación es siempre necesario la comparación de las soluciones obtenidas, y así conseguir un mayor éxito en el análisis. Se realizará el estudio termodinámico de cada uno de los refrigerantes seleccionados, en base a las fórmulas correspondientes, utilizando programas especializados para el comportamiento termodinámico de los refrigerantes. Los soportes informáticos disponibles son:

1.8.1 EES

Es un software nombrado así en siglas por su significado en inglés Engineering Equation Solver, es posible obtenerlo en versiones comerciales y profesionales. EES es un programa capaz de realizar y solucionar conjunto de ecuaciones algebraicas, ecuaciones diferenciales, ecuaciones con variables complejas, optimizaciones, regresiones no lineales; también incluye una biblioteca de propiedades termodinámicas y de transporte para cientos de sustancias [82]. Por ejemplo, curvas del comportamiento termodinámico de refrigerantes, variedades de diagramas como T-s, P-h, entre otros.

1.8.2 MATLAB

Es un programa capaz de realizar cálculos numéricos con matrices y vectores, polinomios, funciones, ecuaciones diferenciales ordinarias, gráficos, entre otras actividades. Su nombre es el abreviado de “Matriz Laboratory”, puede también trabajar con números escalares, ya sean reales o complejos, con cadenas de caracteres y con otras distintas estructuras de información aún más complejas. La principal característica del Matlab es ser un lenguaje de alto rendimiento para la realización de cálculos técnicos, además posee un entorno con un propio lenguaje de programación.

Posee puntos fuertes como permitir construir herramientas propias reutilizables. Se puede crear de forma sencilla funciones personalizadas y programas especiales (conocidos como M-archivos) en código Matlab, los cuales es posible agrupar en Toolbox (también conocidas como librerías): colección especializada de M-archivos para trabajar en clases particulares de problemas [83].

Para finalizar este capítulo se concluye que, una bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa puede ser usada en diversas aplicaciones a nivel doméstico e industrial como un calefactor, aire acondicionado, en el calentamiento y enfriamiento de agua. En cuanto a refrigerantes, se los clasificó de acuerdo con su composición química en clorofluorcarbonados, hidroclofluorcarbonados e hidrofleurcarbonados, además de las mezclas zeotrópicas y azetrópicas. Se expuso que un sistema de refrigeración real tendrá diferencias con otro sistema ideal en sus parámetros de funcionamiento como:

- Existe un mayor trabajo del compresor debido a las irreversibilidades que existen.
- El refrigerante antes de entrar a la válvula de expansión estará ligeramente subenfriado y no será líquido comprimido con calidad de cero.
- La TC y la fricción en la tubería que conectan el evaporador con el compresor ocasionan una caída de presión

Se indicó que los componentes principales de una bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa son colector evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. Los compresores recíprocos de velocidad variable son los usados para este tipo de sistemas, estos se encuentran en rangos de 700 – 1000 W. Los refrigerantes R134a, R123 y R600a se plantearon como alternativas al inicio, luego se revisó literatura y en base a factores, ambientales como el ODP y GWP, económicos, rendimiento exergético en el compresor; se concluyó que; el R600a es la mejor alternativa.

CAPITULO 2

DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR

2.1 Datos preliminares para el diseño

Para el diseño de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar es necesario en primer lugar investigar las condiciones preliminares a las cuales trabajará la máquina, considerando parámetros de diseño de cada uno de los elementos que conforman el ciclo y previamente un estudio de las condiciones ambientales del lugar donde se ejecutará el funcionamiento del sistema.

2.1.1 Condiciones atmosféricas del sector de aplicación

El sector de aplicación de la máquina será en Ecuador, localizado en la costa noroccidental de América del Sur, que limita por el norte con Colombia, al oeste con el Océano Pacífico, por el sur y por el este con Perú. A pesar de sus pequeñas dimensiones, Ecuador es uno de los países con mayor diversidad geográfica del mundo. Específicamente en la ciudad de Quito, que posee una altitud de 2850 metros aproximadamente [84]. Es necesario analizar los parámetros que influyen en el clima como son: temperaturas promedio, humedad relativa, precipitación, características del viento, presión barométrica y radiación solar emitida en dicho sector, en base a datos estadísticos.

En Quito el clima se caracteriza por ser templado y cálido. Presenta gran cantidad de lluvia casi en todos los meses del año, e inclusive en el mes más seco, con precipitaciones promedios aproximadas de 1273 mm y temperatura media anual de 14 °C aproximadamente [85].

En la tabla 2.1 se expone datos necesarios tomados experimentalmente en cada una de las estaciones del Distrito Metropolitano de Quito (DMQ) para el diseño del sistema necesario para la elaboración del proyecto actual.

Tabla 2.1.

Tabla de datos máximos del clima de Quito (Enero 2017-Octubre 2017) [86].

Mes	Temp. max. (°C)	Precipitación (mm)	Humedad relativa (%)	Radiación solar (W/m ²)	Velocidad del viento (m/s)	Presión barométrica (mb)
Enero	26.65	21.3	98.36	1204.59	7.69	774.39
Febrero	26.13	14.00	99.25	1168.93	7.38	775.07
Marzo	24.29	43.20	99.99	1250.02	5.66	774.63
Abril	26.88	44.80	99.99	1303.23	6.31	774.37
Mayo	25.02	36.80	99.99	1093.26	5.50	785.14
Junio	25.97	40.30	99.96	1047.69	6.92	774.99
Julio	25.84	22.40	97.55	1140.67	6.90	774.18
Agosto	26.10	15.60	98.62	1165.60	7.20	773.96
Septiembre	27.21	30.60	99.50	1180.42	7.92	773.51
Octubre	26.16	36.80	99.99	1300.17	6.75	774.04

Todos los resultados de la tabla 2.1 son los datos máximos de cada uno de los meses del año 2017 hasta el mes de octubre del mismo año, que han sido obtenidos de los archivos históricos estadísticos presentados por las fuentes citadas anteriormente, en base a cada una de las estaciones pertenecientes al Distrito Metropolitano de Quito (DMQ), como son: Belisario, Carapungo, Cotocollao, El Camal, Guamaní, Los Chillos, San Antonio y Tumbaco.

2.2 Análisis y diseño del ciclo termodinámico

Para el análisis del ciclo termodinámico de bomba de calor por compresión de vapor, es necesario seguir la trayectoria presentada a continuación en la figura 2.1 (ideal), figura 2.2 (real) y 2.3 (zoom); donde se representan cada uno de los puntos que componen los procesos termodinámicos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor, además es necesario considerar los conceptos y esquemas planteados en el capítulo uno del presente documento para la comprensión de las ecuaciones que influirán en el diseño.

Cada uno de los componentes que influyen en el ciclo a analizar, son dispositivos de flujo estacionario, por tal razón es posible ignorar las variaciones en energía cinética y potencial por ser bastante pequeñas [55].

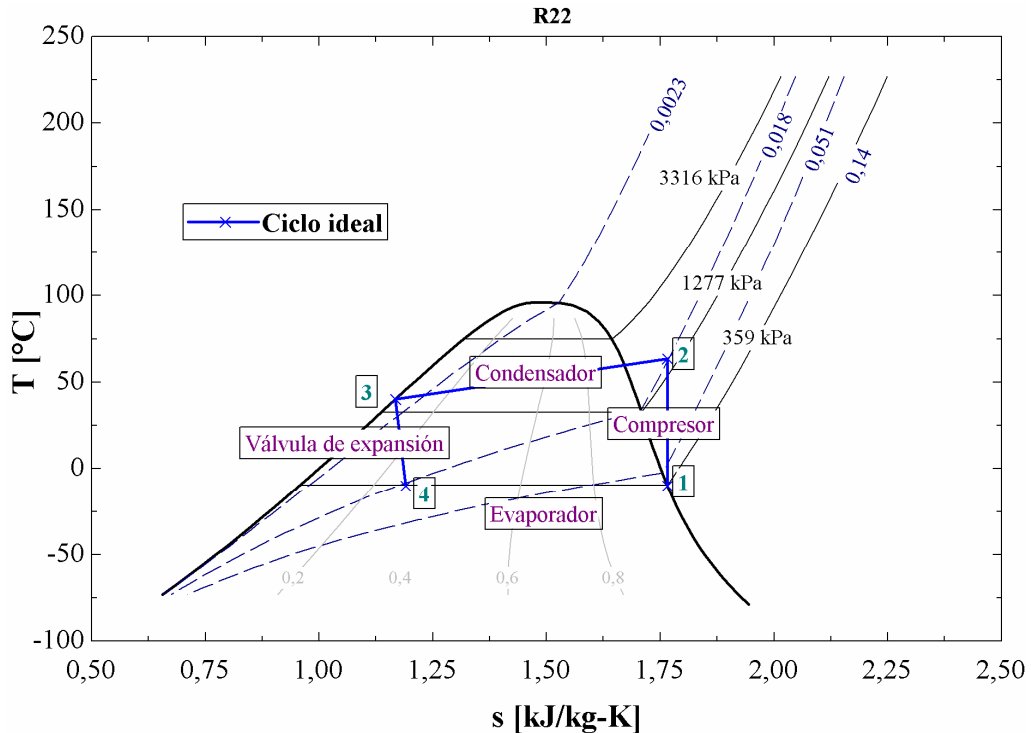


Figura 2.1. Diagrama T-s del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

En la figura 2.1 es posible observar el diagrama de temperatura- entropía para el refrigerante R22 y cuatro puntos que componen el ciclo básico de una bomba de calor, donde la trayectoria de un punto a otro se denomina “proceso termodinámico”; para este caso se tiene cuatro procesos termodinámicos cada uno distinto del otro que representan los cuatro componentes básicos del ciclo (compresor – condensador - válvula de expansión - evaporador), por ese motivo cada proceso tendrá cualidades específicas que los definen, las cuales serán explicadas a continuación en la tabla 2.2 la cual hace referencia al ciclo de refrigeración por compresión de vapor en condiciones ideales donde se aplican ciertas consideraciones para un adecuado análisis.

Tabla 2.2.

Características del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [55, 56, 58].

Proceso	Componente	Tipo de proceso	Consideración	Implicación
1-2	Compresor	Compresión isoentrópica	Entra como vapor saturado y sale como vapor sobrecalentado	$x_1=1$ $s_1=s_2$
2-3	Condensador	Rechazo de calor a presión constante	Ingresa como vapor sobrecalentado y sale como líquido saturado	$P_2=P_3$ $x_3=0$
3-4	Válvula de expansión	Expansión isoentálpico	Ingresa como líquido saturado y sale como vapor húmedo de baja calidad (x)	$h_3=h_4$
4-1	Evaporador	Absorción de calor a presión constante	Entra como vapor húmedo y sale como vapor saturado	$P_4=P_1$

Para los ciclos de refrigeración se sustituye la turbina presentada en el ciclo de Carnot por una válvula de expansión o tubo capilar, ubicada generalmente en el proceso 3-4 [56].

Cabe recalcar que el sistema de refrigeración anteriormente expuesto es netamente ideal, por lo tanto, no es posible aplicarlo realmente, sin embargo, sirve de apoyo teórico para el análisis; por otro lado, el ciclo que más se asemeja a una aplicación real, es conocido como ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. A pesar que dicho ciclo tampoco considera todos los factores influyentes en el funcionamiento de un sistema de ese tipo.

El ciclo real difiere de uno ideal en varios aspectos, en primer lugar, por la presencia de irreversibilidades en algunos de los dispositivos que componen el sistema [55].

De igual manera se basa en el mismo modelo de ciclo con cuatro procesos termodinámicos que lo caracterizan. A continuación, se muestra el diagrama T-s del refrigerante R134a donde es posible apreciar dos ciclos de refrigeración por compresión de vapor, uno con el proceso 1-2s (isoentrópico) y el otro considerando posibles irreversibilidades que lo afecten, y así, desplazan un poco el punto final del proceso 1-2 (no isoentrópico).

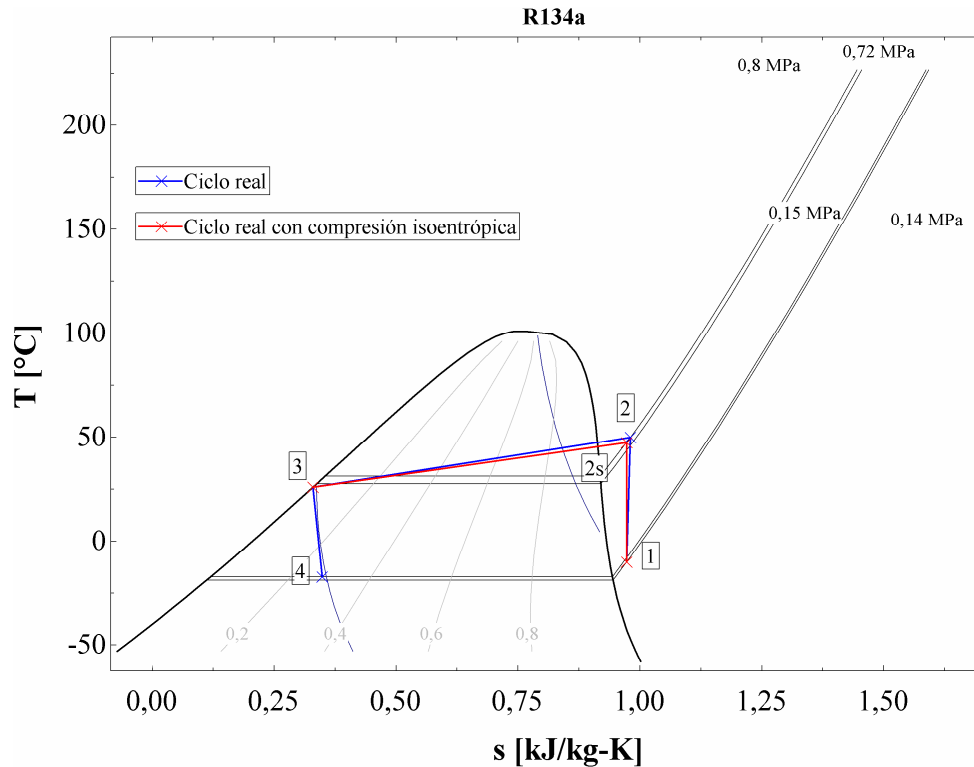


Figura 2.2. Diagrama T-s del ciclo real y real isoentrópico.

La cualidad más importante de la figura 2.2 es la distancia que es posible apreciar entre el punto 2s y el punto 2, determinando la diferencia de un proceso isoentrópico en comparación de uno real.

En el proceso 4-1 existen variaciones en el comportamiento del sistema de aplicación si este fuese real, que no son posibles de detallar totalmente en el software EES.

Para revisar con más detalle la diferencia entre el proceso 1-2s y 1-2 de la figura 2.2, se realiza un acercamiento de dicha sección, como se muestra a continuación en la figura 2.3:

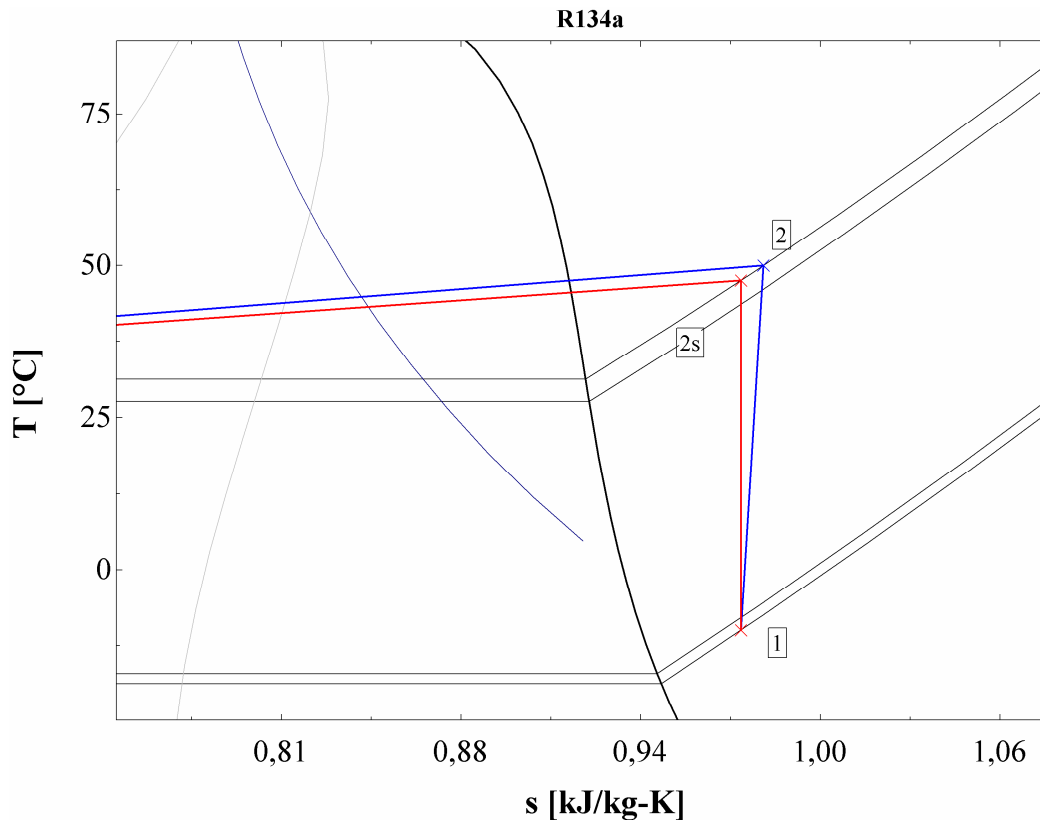


Figura 2.3. Estado ideal (2s) y posible estado real (2) del ciclo.

Es posible observar que el estado 2 se ha desplazado hacia la derecha en relación al punto 2s, y por lo tanto se sobrecalienta un poco más, pese a que el desplazamiento observado anteriormente no es un caso que siempre se presentará; este puede desplazarse libremente dependiendo de la tendencia que obtenga en dicho proceso termodinámico en el momento de la aplicación real.

En base al esquema de procesos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal y real, se puede realizar un análisis de los procesos termodinámicos y cada una de las características en el caso real, que se muestra a continuación en la tabla 2.3.

Tabla 2.3.
Características ciclo de refrigeración por compresión de vapor real [55, 56, 58].

Proceso	Componente	Tipo de proceso	Consideración	Implicación
1-2(a)	Compresor figura 2.3	Compresión	Entra como vapor sobrecalentado y sale como vapor sobrecalentado(mayor)	$s_1 \neq s_2$ $P_{2a} = P_{2b}$ $x_1 > 1$
1-2(b)	Compresor figura 1.16	Compresión	Entra como vapor sobrecalentado y sale como vapor sobrecalentado(menor)	$s_1 > s_2$ $P_{2a} = P_{2b}$ $x_1 > 1$
2-3	Condensador	Rechazo de calor	Ingresa como vapor sobrecalentado y sale como líquido subenfriado (generalmente)	$P_2 \neq P_3$ $x_3 \leq 0$
3-4	Válvula de expansión	Estrangulamiento isoentálpico	Ingresa como líquido subenfriado y sale como vapor húmedo de baja calidad (x)	$h_3 = h_4$
4-1	Evaporador	Absorción de calor	Entra como vapor húmedo y sale como vapor sobrecalentado	$P_4 \neq P_1$

Por ejemplo, a diferencia que, en un ciclo ideal, en la práctica real es complicado y poco probable controlar el estado del refrigerante con tanta precisión, por lo que es fácil diseñar el sistema de tal manera que el refrigerante se presente sobrecalentado ligeramente en la entrada del compresor y generalmente ocurre que se subenfria un poco previo a su entrada a la válvula de expansión.

Por otro lado, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy extensa; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la TC de los alrededores al refrigerante puede ser muy significativa. El proceso en el que se realiza la compresión en el ciclo de refrigeración ideal es internamente reversible y adiabático. Por el contrario, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementarán la TC y elevarán o disminuirán la entropía, dependiendo de la dirección [56].

Se puede observar en la figura 2.3, que la entropía del refrigerante puede incrementarse (proceso 1-2) o también disminuirse como se logra observar en la figura 1.16 (proceso 1-2); dependiendo del efecto influyente que predomina en un proceso termodinámico. El proceso generado en el compresor en el que se disminuye la entropía puede ser en el mayor de los casos mucho más deseable que el proceso de compresión isoentrópico, presentado en un ciclo de refrigeración ideal debido a que el volumen específico del fluido de refrigeración será menor en dicho caso, por consiguiente, también será menor el requerimiento de entrada de trabajo [56, 58].

A la entrada del dispositivo de expansión el refrigerante se subenfía un poco, ya que es indeseable enviar el refrigerante a dicho dispositivo antes que se condense por completo; cabe recalcar que el refrigerante podrá absorber más calor del espacio refrigerado debido a su entrada al evaporador con una entalpía inferior. La válvula de expansión y el evaporador se hallan bastante cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es pequeña [55]. Por otro lado, este tipo de efectos provocan el aumento en el tamaño del condensador y evaporador, por lo tanto, el costo inicial de los intercambiadores de calor [56].

2.3 Balance de energía

Para cada proceso en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, la ecuación general de la energía en régimen estacionario por cada unidad de masa se denota de la siguiente manera [55, 56]:

$$q + w = (q_{int} - q_{out}) + (w_{int} - w_{out}) = h_{out} - h_{int} \quad (1)$$

Es importante acotar que la cantidad de calor específica o también conocida como cantidad de calor por unidad de masa, que se expresa como sigue:

$$q = \frac{Q}{m} \quad (2)$$

Donde Q es el calor ganado o perdido por el sistema y m es la masa, w es el trabajo específico suministrado al ciclo y h expresa la entalpía específica que puede ser de entrada o salida

dependiendo el punto determinado de análisis. En una máquina frigorífica las ecuaciones de la energía y del COP son válidas para los dos ciclos anteriormente mencionados. A pesar que ya se explicó anteriormente, cabe recalcar que en el ciclo real se producen irreversibilidades en el compresor, condensador y evaporador; donde se presenta una entropía ideal y una real, la cual depende de, si el calor transferido por el compresor es bastante grande, entonces la entropía real del fluido a la salida del compresor puede ser inferior que la de la entrada. Por lo tanto, el aumento o disminución de la entropía real en el compresor depende de las contribuciones relativas de la fricción frente a la TC [56]. Lo cual es necesario comprender para el balance de entropía.

2.3.1 Balance de energía y entropía en cada componente

El principio de conservación de la energía es aplicable para las máquinas térmicas, en el presente caso, para el análisis y diseño de una bomba de calor, generalmente se denota como se mostrará a continuación [55, 56]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r \cdot (\Delta h) \quad (3)$$

La anterior ecuación se aplica para determinar la ganancia de energía en términos de entalpía para cada componente, relacionando la diferencia entre su entalpía final menos su entalpía inicial por el flujo másico del refrigerante. Es necesario tomar en cuenta que cada componente presentará factores influyentes que posiblemente varíen un poco la nomenclatura de la ecuación.

En el presente análisis se asume procesos de flujo estacionario, despreciando las variaciones por energía cinética y potencial, por ser mínimas aparentemente. Es necesario empezar analizando el principio de la conservación de la masa [55, 59]:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r_1} = \dot{m}_{r_2} = \dot{m}_{r_3} = \dot{m}_{r_4} \quad (4)$$

Lo que significa que la tasa de flujo másico para el compresor, evaporador, condensador y válvula de expansión son equivalentes entre sí. Una vez comprendido los conceptos anteriores, se definirá el balance energético para cada dispositivo.

Empezando con el balance de la tasa de energía en el sistema, como se presenta a continuación [59]:

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (5)$$

El punto sobre las letras significa dicho factor por unidad de tiempo. La ecuación anterior según Liu & Zhang [87], puede ser también expresada más concretamente como sigue:

$$\dot{W}_{comp} \cdot \eta_{comp} = \dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{evap} \quad (6)$$

Donde se considera la potencia del compresor (\dot{W}_{comp}) en relación a su eficiencia máxima posible ($\eta_{comp,máx}$) para mayor exactitud, además se tiene que:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_L &\sim \dot{Q}_{evap} \\ \dot{Q}_H &\sim \dot{Q}_{cond} \end{aligned}$$

2.3.2 Análisis del compresor

Para el compresor además los factores que integran la ecuación 3, influye también su potencia [59]; así se expone el balance energético según Suleman et al. [88], como sigue:

$$\dot{m}_r \cdot h_1 + \dot{W} = \dot{m}_r \cdot h_2 \quad (7)$$

Entonces si se relaciona la ecuación anterior con la eficiencia en el compresor, según Liu & Zhang [87], se tiene:

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{comp}} \quad (8)$$

Para la obtención de la potencia en el compresor es necesario obtener la tasa de flujo másico de refrigerante, la cual en base al estudio realizado por Deng & Yu [89] y Li et al. [90], se tiene:

$$\dot{m}_r = \frac{\eta_v \cdot V_{des} \cdot N}{60 \cdot v_1} \quad (9)$$

Y por último η_v es la eficiencia volumétrica del compresor [adimensional], y según Chen & Yu [91] y Brunin et al. [92], se denota así:

$$\eta_v = 0.959 - 0.006422 \frac{P_2}{P_1} \quad (10)$$

Mientras que para el balance de entropía interviene un concepto denominado generación de entropía, el cual es variante para cada componente del ciclo por ejemplo para el proceso en el compresor (1-2) se denota como $\dot{S}_{gen,1-2}$ expresada en [kW/K] [55]. Entonces la ecuación de balance de entropía en el proceso 1-2, se presenta de la siguiente manera [59]:

$$\dot{m}_r \cdot s_1 + \dot{S}_{gen,1-2} = \dot{m}_r \cdot s_2 \quad (11)$$

2.3.3 Análisis del condensador

En el condensador, debido a que es el dispositivo encargado de suministrar el calor al medio destinado a calentarse a una temperatura de alta, se tiene el siguiente balance de energía en función de la Ecuación 3 (con respecto a entalpías) [59, 87]:

$$\dot{m}_r \cdot h_2 = \dot{m}_r \cdot h_3 + \dot{Q}_H \quad (12)$$

Y el siguiente balance de entropía en base a lo anteriormente mencionado:

$$\dot{m}_r \cdot s_2 + \dot{S}_{gen,2-3} = \dot{m}_r \cdot s_3 + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \quad (13)$$

Donde es necesario comprender que $s \neq S \neq \dot{S}$, ya que la “s” definida como entropía específica se expresa en [kJ/kg K], mientras que la “S” que es la entropía se expresa en [kJ/K]; por otro lado el punto sobre la S hace referencia a una tasa de generación de entropía con respecto al tiempo en [kW/K]. El condensador se constituye por un tubo serpentín de cobre que se encuentra dentro de un tanque de agua, de dicha manera el agua inmersa en el tanque ganará calor para enfriar al refrigerante, aquella ganancia de calor por el agua dentro del tanque según Deng & Yu [89], Kokila & Rajakumar [93], Kong *et al.* [94] es posible determinarla así:

$$\dot{Q}_w = m_w \cdot C_{pw} \frac{T_{w,i+1} - T_{w,i}}{t} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) - U_{LT} \cdot A_T \cdot (T_{w,i} - T_{amb}) \quad (14)$$

También, según un estudio realizado por Kong *et al.* [95], la liberación del calor del refrigerante en el condensador es equivalente a:

$$\dot{Q}_H = U_{cond,o} \cdot A_{cond,o} \cdot (T_{m,2-3} - T_w) \quad (15)$$

De tal manera se tiene:

$$\dot{Q}_w = m_w \cdot C_{pw} \frac{T_{w,i+1} - T_{w,i}}{t} = U_{cond,o} \cdot A_{cond,o} \cdot (T_{m,2-3} - T_w) - U_{LT} \cdot A_T \cdot (T_{w,i} - T_{amb}) \quad (16)$$

Por otro lado tanto para el evaporador y el condensador, se puede calcular la tasa de rechazo o admisión de calor (\dot{Q}_H o \dot{Q}_L) en base a las ecuaciones expuestas en la sección “Análisis de intercambiadores de calor”, esto es posible ya que ambos dispositivos se encargan del intercambio de calor en el sistema y por lo tanto se basan en dichos principios.

2.3.4 Análisis de la válvula de expansión

Para el dispositivo de expansión, debido a que se considera isoentálpico [55, 56, 59, 87]:

$$h_3 = h_4 \quad (17)$$

Mientras que su balance de entropía es similar al expuesto en el compresor, solo que considerando los puntos respectivos del proceso (3-4) para la entropía específica y para la generación de entropía $\dot{S}_{gen,3-4}$.

2.3.5 Análisis del evaporador

En el evaporador, debido a que es el dispositivo encargado de ingresar una cierta cantidad de calor del medio exterior, a temperatura de baja en función de la Ecuación 3, se expone de la siguiente manera la ecuación de balance de energía [56, 59]:

$$\dot{m}_r \cdot h_4 + \dot{Q}_L = \dot{m}_r \cdot h_1 \quad (18)$$

Para el balance de entropía, con la presencia de \dot{Q}_L y T_L se tiene:

$$\dot{m}_r \cdot s_4 + \frac{\dot{Q}_L}{T_L} + \dot{S}_{gen,4-1} = \dot{m}_r \cdot s_1 \quad (19)$$

Es necesario determinar la generación de entropía en cada dispositivo del ciclo para realizar el análisis con la segunda ley de la termodinámica. Es posible determinar que la tasa de calor para el dispositivo encargado de la evaporación en el sistema, según Liu & Zhang [87], Deng & Yu [89], Paradeshi *et al.* [1], Kong *et al.* [94, 95] y Suleman *et al.* [88]; puede determinarse de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{col} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) = A_{col} [S_R - U_L (T_p - T_{amb})] = F' \cdot A_{col} [S_R - U_L (T_{m,4-1} - T_{amb})] \quad (20)$$

Está claro que, una bomba de calor está compuesta generalmente de cuatro principales componentes, que son: el compresor, condensador, dispositivo de expansión y evaporador; sin embargo, en una DX-SAHP el dispositivo que realiza la función de evaporador se conoce como colector/ evaporador en el cual influyen distintos factores para la determinación de su potencial de trabajo útil y su balance energético. Como se mostró en la Ecuación 20, donde se exponen parámetros como:

La diferencia entre la radiación solar absorbida por el colector solar por unidad de área y la pérdida total de calor de radiación de la superficie del colector, denominada como “ S_R ” y expresada en W/m^2 , la cual en base a los estudios realizados por Kong et al. [94, 95], se denota como sigue:

$$S_R = \alpha \cdot I_p - \varepsilon \cdot q_0 \quad (21)$$

El parámetro q_0 , el cual representa la diferencia entre la potencia de emisión por unidad de área de un cuerpo negro a la temperatura del aire ambiente y la potencia de emisión del cielo; que se determina con la ecuación 22 [37, 94, 95]:

$$q_0 = \sigma \cdot T_{amb}^4 - I_{sky} = \sigma (T_{amb}^4) - \sigma (T_{sky}^4) = \sigma \left[T_{amb}^4 - (0.0552 \cdot T_{amb}^{1.5})^4 \right] \quad (22)$$

La presencia de los parámetros σ y q_{sky} representan la constante de Stefan- Boltzmann $\left(\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right] \right)$ y la radiación del cielo, respectivamente. Que es posible expresar en términos de la temperatura del ambiente como se muestra en la ecuación 22.

El factor de eficiencia del colector solar (F') expresado en unidades adimensionales y considerando despreciable la resistencia térmica del tubo del colector; según Ito *et al.* [96] y Paradeshi *et al.* [1], puede ser determinado así:

$$F' = F + (1 - F) \left(\frac{d}{l} \right) \quad (23)$$

La eficiencia de la aleta (F) puede ser evaluada con la siguiente relación [89, 94]:

$$F = \frac{\tanh \left(\frac{l-d}{2} \sqrt{\frac{U_L}{k_p \cdot e_p}} \right)}{\frac{l-d}{2} \sqrt{\frac{U_L}{k_p \cdot e_p}}} \quad (24)$$

El coeficiente de TC por convección y radiación desde la superficie superior del colector al entorno, expresado en (W/m² K), es obtenido por [89]:

$$U_L = h_{con,v} + h_{rad} \quad (25)$$

La ecuación anterior se define con la determinación previa de dos coeficientes; empezando con el coeficiente de TC del viento, el cual en base a los estudios de Deng & Yu [89] y Yousefi & Moradali [31], se define como sigue:

$$h_{con,v} = 2.8 + 3u_v \quad (26)$$

Donde u_v es la velocidad del viento en (m/s). El coeficiente de TC por radiación según Deng & Yu [89] se expresa como sigue:

$$h_{rad} = \varepsilon \sigma (T_p^2 + T_{amb}^2) (T_p + T_{amb}) \quad (27)$$

2.4 Análisis del intercambiador de calor

Karlekar [97] y Dossat [98] proponen las siguientes ecuaciones para intercambiadores de calor. La cantidad de calor transferido al exterior por un intercambiador Q está dada por:

$$Q = UA(DTML) \quad (28)$$

Al poseer dos fluidos separados por una pared metálica plana con conductividad (k) y espesor (e) determinado, suponiendo temperaturas constantes el coeficiente de TC total (U) es:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{hot}} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_{cold}} \quad (29)$$

La diferencia logarítmica de temperatura media (DTML) está dada por:

$$DTML = \frac{(\Delta T)_{x=0} - (\Delta T)_{x=L}}{\ln[(\Delta T)_{x=0} / (\Delta T)_{x=L}]} \quad (30)$$

Por lo tanto, considerando los conceptos anteriores de intercambiadores de calor, para el caso del condensador, según Deng & Yu [89] y Kong *et al.* [95], el coeficiente total de TC es:

$$U_{cond} = \frac{1}{\frac{A_{cond,o}}{h_{con,r} A_{cond,i}} + \frac{e_{cond} A_{cond,o}}{k_{cond} A_{cond,prom}} + \frac{1}{h_{con,w}}} \quad (31)$$

2.5 Eficiencia de la bomba de calor

Para el estudio de bomba de calor se determinan distintos parámetros que evalúan si el rendimiento de la máquina es eficiente, o simplemente es una mala inversión. A continuación, se presenta el coeficiente de actuación de dicha máquina, considerando que se puede utilizar en modo de enfriamiento y calefacción en una misma unidad, procesos aplicados en bombas de calor modernas [55, 56, 58]:

En modo de enfriamiento

$$COP_{BC,refrig} = \frac{\dot{Q}_{L,sum}}{\dot{W}_{ent}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (32)$$

En modo de calefacción

$$COP_{BC,calefac} = \frac{\dot{Q}_{H,ced}}{\dot{W}_{ent}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (33)$$

Como bomba de calor de Carnot

$$COP_{BC,calefac,Carnot} = \frac{T_H}{T_H - T_L} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (34)$$

Un equipo de acondicionamiento de aire presenta un COP, para el modo de calentamiento y de enfriamiento los cuales son distintos entre sí, sin embargo, en todos los casos se relacionan de la siguiente manera [58]:

$$COP_{BC,calefac} - COP_{BC,refrig} = 1 \quad (35)$$

Es notorio que el COP de la máquina dependerá de la diferencia entre la temperatura de alta (T_H) y la temperatura de baja (T_L), por eso una forma de disminuir dicha diferencial de temperaturas es aumentando la temperatura de baja utilizando un colector solar. De tal manera el COP se eleva cuando la diferencia entre ambas temperaturas disminuye; para ser más específicos es cuando T_L aumenta o T_H se reduce. Así el ciclo de Carnot se podría considerar como el que más se acerca en eficiencia a un ciclo óptimo para los sistemas de refrigeración, sin embargo, debido a que presenta inconvenientes en los procesos generados en el compresor y en la válvula de expansión por la presencia de humedad, es un ciclo inadecuado para los ciclos de refrigeración [55, 56].

Se emplea también una definición conocida como factor de rendimiento de la temporada de calefacción para el ciclo de calentamiento (HSPF), el cual representa la relación entre la producción de calefacción estacional y el consumo de energía estacional. Se considera que mientras mayor sea el HSPF, mayor será la eficiencia de la máquina. El HSPF se relaciona con el COP del sistema calefactor de la siguiente manera [58, 59]:

$$COP_{prom} = \frac{HSPF}{3.4} \quad (36)$$

Un HSPF de 5 a 7 es considerado bueno, y dicho parámetro es necesario para analizar el ahorro de energía anual en relación al costo adicional [59].

Las irreversibilidades en el compresor conducen a un aumento en la temperatura del fluido durante el proceso adiabático, así se posee un proceso adiabático e irreversible que generará una salida real que puede determinarse a partir del rendimiento adiabático del compresor (no adecuado cuando existe TC), con la siguiente fórmula [56]:

$$\eta_{comp,adiab} = \frac{h_{2s} - h_4}{h_2 - h_1} \quad (37)$$

Según un estudio realizado por Brunin *et al.* [92], la eficiencia adiabática en el compresor puede ser expresada en función de las presiones de entrada y salida en el compresor, como:

$$\eta_{comp} = 0.874 - 0.0135 \frac{P_2}{P_1} \quad (38)$$

Para el análisis del ciclo es necesario también determinar la eficiencia de todo el ciclo [99]:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} \quad (39)$$

2.6 Análisis con la segunda ley de la termodinámica

El análisis de un sistema de calefacción se debe realizar en base al concepto de la segunda ley de la termodinámica, para comprender de forma adecuada los sistemas frigoríficos, sus elevados costos y que los ciclos reales de refrigeración no se comparan eficientemente al ciclo de Carnot. A pesar de lo explicado anteriormente, el COP en este tipo de ciclos sigue siendo inversamente proporcional a la diferencia de temperaturas. A través del presente análisis se identifican dentro del ciclo las zonas con mayor destrucción de exergía, y los dispositivos con la menor exergía o rendimiento de la segunda ley, para así determinar con mayor exactitud los componentes que se pueden beneficiar al máximo por mejoras o modificaciones [55, 56, 58, 100].

La destrucción de exergía en un componente se puede determinar así [55, 56, 58]:

$$\dot{X}_{dest} = T_{amb} \dot{S}_{gen} \quad (40)$$

Donde la temperatura del ambiente es considerada estado muerto. En el caso de un refrigerador, T_{amb} es generalmente la temperatura del medio de alta T_H y para el modo de calefactor es la temperatura del medio a baja temperatura T_L . Las destrucciones de exergía y las eficiencias de la segunda ley para los componentes principales de un sistema de refrigeración se pueden escribir como sigue [55, 56, 59, 87]:

2.6.1 Compresor

Para el siguiente análisis las unidades utilizadas deben ser absolutas:

$$\dot{X}_{dest,1-2} = T_{amb} \dot{S}_{gen,1-2} = \dot{m}_r T_{amb} (s_2 - s_1) = \dot{W}_{comp} + \dot{m}_r (ex_1 - ex_2) \quad (41)$$

Donde “ex” hace referencia a la exergía por unidad de masa (kJ/kg) en el punto determinado del ciclo, que según Wark & Richards [56] despreciando los valores de energía cinética y potencial, se denota así:

$$ex = h - h_{amb} - T_{amb} (s - s_{amb}) \quad (42)$$

A continuación, se muestra la ecuación de eficiencia para el compresor en base al análisis con la segunda ley de la termodinámica [55]:

$$\eta_{II,comp} = \frac{\dot{m}_r [h_2 - h_1 - T_{amb} (s_2 - s_1)]}{\dot{m}_r (h_2 - h_1)} = 1 - \frac{\dot{X}_{dest,1-2}}{\dot{W}_{comp}} \quad (43)$$

2.6.2 Condensador

Cuando $T_H = T_{amb}$, caso normalmente presentado para los refrigeradores, se considera que $\eta_{\Pi,cond} = 0$. La destrucción en el presente proceso se denota como sigue [55, 59]:

$$\dot{X}_{dest,2-3} = T_{amb} \dot{S}_{gen,2-3} = T_{amb} \left[\dot{m}_r (s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right] = \dot{m}_r (ex_2 - ex_3) - \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_H} \right) \quad (44)$$

La eficiencia considerando la segunda ley en el condensador se determina así:

$$\eta_{\Pi,cond} = \frac{\dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_H} \right)}{\dot{m}_r [h_2 - h_3 - T_{amb} (s_2 - s_3)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{dest,2-3}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} \quad (45)$$

2.6.3 Válvula de expansión

Para el caso de la válvula de expansión es posible determinar su tasa de exergía destruida en términos de exergía específica o también con la generación de entropía en el proceso, como sigue [55, 56, 59, 87, 88]:

$$\dot{X}_{dest,3-4} = \dot{m}_r T_{amb} (s_4 - s_3) = \dot{m}_r (ex_3 - ex_4) \quad (46)$$

Y la eficiencia con la segunda ley en base a la tasa de exergía en cada punto del proceso.

$$\eta_{\Pi,válv} = 1 - \frac{\dot{X}_{dest,3-4}}{\dot{X}_{gastada}} = 1 - \frac{\dot{X}_3 - \dot{X}_4}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} \quad (47)$$

2.6.4 Evaporador

Es necesario considerar para el análisis con la segunda ley de la termodinámica que, cuando $T_L = T_{amb}$, en el caso de bombas térmicas se determina que $\eta_{\Pi,evap} = 0$, debido a que no hay

exergía recuperable en dicho caso, de tal manera es posible estimarla como una energía de calor nula [55, 56, 59, 100].

$$\dot{X}_{dest,4-1} = T_{amb} \left[\dot{m}_r (s_1 - s_4) + \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right] = \dot{m}_r (ex_4 - ex_1) - \dot{Q}_L \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_L} \right) \quad (48)$$

$$\eta_{\Pi, \text{evap}} = \frac{\dot{Q}_L \frac{(T_{amb} - T_L)}{T_L}}{\dot{m}_r [h_4 - h_1 - T_{amb} (s_4 - s_1)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{dest,4-1}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} \quad (49)$$

Según Liu & Zhang [87] y Kara *et al.* [101] la exergía para un colector/ evaporador solar se determina de la siguiente manera:

$$\dot{X}_{dest,4-1} = \dot{m}_r (ex_4 - ex_1) + A_{col} U_L (T_{amb} - T_p) \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_p} \right) + A_{col} I \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{amb}}{T_s} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_{amb}}{T_s} \right) \right] \quad (50)$$

Es necesario determinar la tasa de exergía del calor transferido al medio de alta temperatura como $\dot{X}_{\dot{Q}_H}$, a razón de \dot{Q}_H . Se observa que las direcciones de la TC y la exergía se tornan opuestas cuando $T_H > T_{amb}$ (lo que significa que la exergía del medio de alta temperatura se eleva si gana calor). De la misma forma $\dot{X}_{\dot{Q}_H}$ equivale a la potencia mínima de entrada que es posible producir por una máquina de este tipo, y se denota como [55, 56, 100]:

$$\dot{X}_{\dot{Q}_H} = \dot{Q}_H \frac{T_H - T_{amb}}{T_H} \quad (51)$$

Ya que equivale al suministro de potencia mínima o reversible que es necesaria para adherir calor a razón de \dot{Q}_H , obtenido del ambiente a T_{amb} . Significa que, $\dot{W}_{rev,ent} = \dot{W}_{min,ent} = \dot{X}_{\dot{Q}_H}$; entonces sí el intercambio de calor se produce con una fuente a temperatura menor que la del ambiente, se deduce que la exergía será negativa, lo que significa que como la exergía es la capacidad de producir trabajo de la energía disponible, un valor negativo representa que

se consume trabajo, lo que significa que poder producir el flujo de energía hacia fuentes con menor temperatura que la ambiente es necesario entregar trabajo al sistema [59, 100].

La destrucción de exergía total que se asocia al ciclo es la suma de las destrucciones de exergía de cada componente, o también se determina como la diferencia entre la potencia de entrada (exergía suministrada) y la exergía del calor que se quita del medio de baja temperatura (exergía recuperada). Las tasas de destrucción de exergía más elevadas indican donde ocurren mayores irreversibilidades [55, 59, 100]:

$$\dot{X}_{dest,total} = \dot{X}_{dest,1-2} + \dot{X}_{dest,2-3} + \dot{X}_{dest,3-4} + \dot{X}_{dest,4-1} = \dot{W}_{comp} - \dot{X}_{\dot{Q}_H} \quad (52)$$

Cuanto mayor sea la destrucción de exergía tanto más costosa será la operación [100]. La eficiencia de la segunda ley se puede expresar como [55, 99]:

$$\eta_{\Pi,ciclo} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_H}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{\eta_{ciclo}}{\eta_{carnot}} \quad (53)$$

Lo que corresponde al siguiente desglose de ecuaciones, considerando que la potencia de entrada y la tasa de exergía de calor transferido al medio de temperatura T_H , se detonan respectivamente, como sigue [55, 56, 59]:

$$\dot{W}_{ent} = \frac{\dot{Q}_{H,ced}}{COP_{BC,calefac}} = \frac{\dot{Q}_H}{COP_{BC,calefac}} \quad (54)$$

Y la tasa de calor de exergía para bomba de calor:

$$\dot{X}_{\dot{Q}_H} = \dot{Q}_H \frac{T_H - T_{amb}}{T_H} \quad (55)$$

Si se asume $T_{amb} = T_L$ para el caso de un ciclo de bomba de calor, se obtiene [55, 56, 59]:

$$\eta_{\Pi, ciclo} = \frac{COP_{BC, calefac}}{COP_{BC, calefacción, Carnot}} \quad (56)$$

Por lo tanto, la relación entre el COP real y máximo para un ciclo es lo que se conoce como la eficiencia de la segunda ley de la termodinámica. Esta definición toma en cuenta todas las irreversibilidades que se pueden presentar en una bomba de calor, como son, la TC con el ambiente y el espacio acondicionado [55].

Para este tipo de ciclos se selecciona un fluido de trabajo capaz de conseguir que el rechazo de energía calorífica en el proceso realizado por el condensador tenga lugar a presiones obtenidas de compresores poco costosos, y que se presente una compatibilidad entre la temperatura en el evaporador y la presión de entrada al compresor, lo que permitirá un TC adecuada desde los alrededores. Para el presente caso el evaporador se coloca en el exterior desde donde se genera el proceso de TC al fluido refrigerante a temperaturas ambientales, lo que significa hay TC desde el ambiente exterior.

El colector/evaporador se coloca junto a la fuente de energía de alimentación, en este caso la energía solar; tomando en cuenta que dicha fuente se debe encontrar a una temperatura menor a la requerida por el ciclo. En sistemas de calefacción domiciliarios, la TC se puede obtener desde el aire ambiente, si es una bomba de calor con fuente de aire, o desde una fuente conveniente, como puede ser: un río, un lago o un pozo, para el caso de una bomba de calor con fuente de agua. El condensador se ubica junto al área que se desea calentar, ya que este dispositivo se encarga del rechazo de calor a temperatura de alta del ciclo hacia el área determinada [58].

Otro parámetro a considerar es aquel que determina la contribución de cada componente a la irreversibilidad general presente en el sistema, conocida como irreversibilidad relativa (IR), se expresa así [59, 87]:

$$IR = \frac{\dot{X}_{dest, componente}}{\dot{X}_{dest, total}} \quad (57)$$

2.7 Análisis de la bomba de circulación

Para el análisis del consumo de energía del equipo de refrigeración, es necesario también analizar un quinto elemento que es la bomba de circulación, el cual es un componente auxiliar en el sistema; donde se mide la potencia eléctrica de entrada que se expresa como sigue [59, 87]:

$$\dot{W}_{pump} = \frac{\dot{m}_{w,in} (h_{out,pump} - h_{in,pump})}{\eta_{pump}} \quad (58)$$

Y la tasa de exergía perdida es posible concluirla de la siguiente forma:

$$\dot{X}_{dest,pump} = \dot{W}_{pump} + \dot{X}_{int,pump} - \dot{X}_{out,pump} = \dot{W}_{pump} + \dot{m}_{w,in} (ex_{int,pump} - ex_{out,pump}) \quad (59)$$

Mientras que, la eficiencia exergética de una bomba de circulación, según el libro de Dincer [59] se denota así:

$$\eta_{\Pi,pump} = \frac{\dot{m}_{w,in} (ex_{out,pump} - ex_{int,pump})}{\dot{W}_{pump}} \quad (60)$$

Cabe recalcar que en caso de adherir un sistema de bomba de circulación los balances en la bomba de calor asistida por energía solar variarían considerablemente.

CAPITULO 3

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el presente capítulo, se exponen gráficamente los resultados obtenidos de cada una de las pruebas y ensayos que se realizaron para validar el adecuado funcionamiento de la máquina, realizando comparaciones entre los parámetros obtenidos en cada uno de los diferentes ambientes bajo distintas condiciones de trabajo en los que se desarrollaron las pruebas.

En este estudio se analiza también un parámetro conocido como exergía el cual permite comprobar cuál es la eficiencia en base a la segunda ley, lo que significa reconocer cual es el potencial de la maquina más acertado al rendimiento real de una máquina. Más adelante se presenta también la tabla 3.2 en la cual gracias al cálculo de la irreversibilidad relativa es posible determinar el elemento responsable de la mayor cantidad de irreversibilidades en el ciclo de refrigeración.

3.1 Análisis de resultados

3.1.1 Información técnica de la bomba de calor asistida por energía solar

La máquina en estudio está compuesta por un diseño realizado anteriormente en la proyecto de titulación de Simbaña et al. [102] con el tema “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”, la cual fue modificada con una válvula de expansión electrónica, un colector solar de placa plana negro, y un compresor para el refrigerante a utilizar el cual es R600a. Las especificaciones técnicas de cada uno de los componentes se detallan a continuación:

Tabla 3.1.

Especificaciones técnicas de los componentes de la bomba de calor.

Componente	Características	Datos
Compresor	Refrigerante	R600a
	Capacidad	1/6 [Hp]
	Desplazamiento	5.96 [cm ³]
	Tipo	Convencional (RSIR)
Condensador	Masa de agua en el tanque	5 [kg]
	Área exterior del tubo	0.0349 [m ²]
	Área interior del tubo	0.0301 [m ²]
	Área del tanque	0.1261 [m ²]
	Espesor del tubo	7.62·10 ⁻⁴ [m]
	Conductividad térmica del bronce comercial	52 [W· m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Colector-evaporador	Color	Negro
	Espesor de la placa	0.0015 [m]
	Área de la placa	1 m ²
	Absortividad de la placa	0.97
	Emisividad de la placa	0.97
	Diámetro externo de los tubos	0.01 [m]
	Distancia entre los tubos	0.026 [m]
	Conductividad térmica del aluminio puro	237 [W· m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Válvula de expansión electrónica	Estrangulamiento isoentálpico	Mayor precisión que la utilizada anteriormente

Los cambios en el diseño de la máquina frigorífica se realizaron con el fin de obtener mejores resultados, por ejemplo, en caso de la válvula electrónica lo que se busca es una mayor exactitud en cada uno de los procesos del ciclo, sobre todo en el proceso perteneciente a

dicho componente. Por otro lado, el cambio de color del colector es con el fin de probar si hay mayor absorción de energía.

3.1.2 Irreversibilidad en los procesos

A continuación, se exponen los resultados de cada uno de los test en los cuales se midió las irreversibilidades relativas de cada uno de los 4 componentes principales con el fin de comprobar cuál es el elemento con mayor aportación a la irreversibilidad general del ciclo.

Tabla 3.2.
Irreversibilidad relativa de cada componente.

Pruebas	Compresor	Condensador	Válvula de expansión electrónica	Colector-evaporador
Test 1	0.17	-0.04	0.08	0.76
Test 2	0.21	-0.08	0.08	0.78
Test 3	0.20	-0.09	0.08	0.79
Test 4	0.21	-0.05	0.09	0.74

Para la obtención de un solo dato para cada componente en cada una de las pruebas, se obtuvo del promedio entre todas las tomas de datos por prueba. El análisis de irreversibilidad consiste en que el componente con el número más alto de irreversibilidad relativa es aquel que desarrolla el proceso con mayores irreversibilidades en el ciclo, lo que significa que hay posibilidad de mejoras en el sistema, ya que dicho componente puede ser cambiado o mejorado para elevar el rendimiento. En la tabla 3.2 se puede observar que el componente con mayor índice de irreversibilidades es el colector- evaporador y el proceso menos irreversible es el de la válvula de expansión electrónica. Si uno de los componentes presenta una elevada destrucción de exergía, este deberá aconsejablemente ser modificado para beneficio del ciclo.

3.1.3 Condiciones del ambiente durante las pruebas

Al ser una DX – SAHP existen varios factores ambientales que fueron directamente influyentes sobre las condiciones de trabajo del equipo. La figura 3.1 y la figura 3.2 presentan la radiación solar y la temperatura ambiente durante cuatro días en los que se llevó a cabo las pruebas.

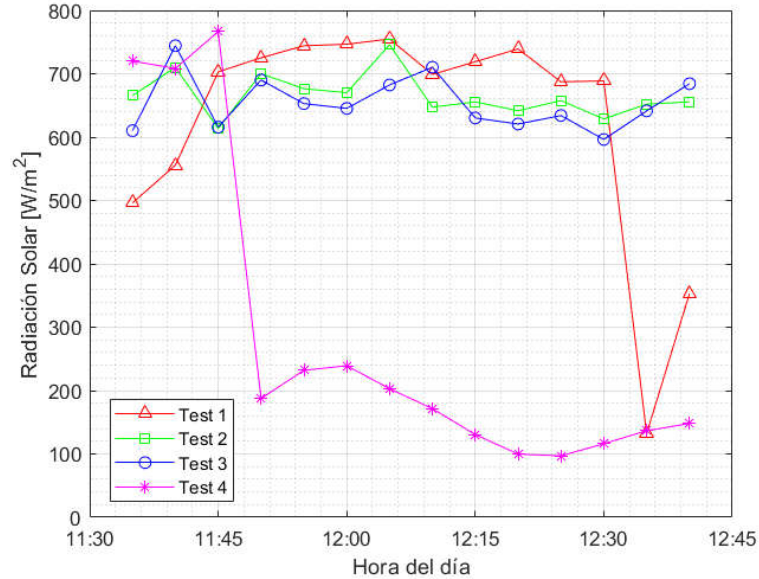


Figura 3.1. Variación de la radiación solar durante pruebas.

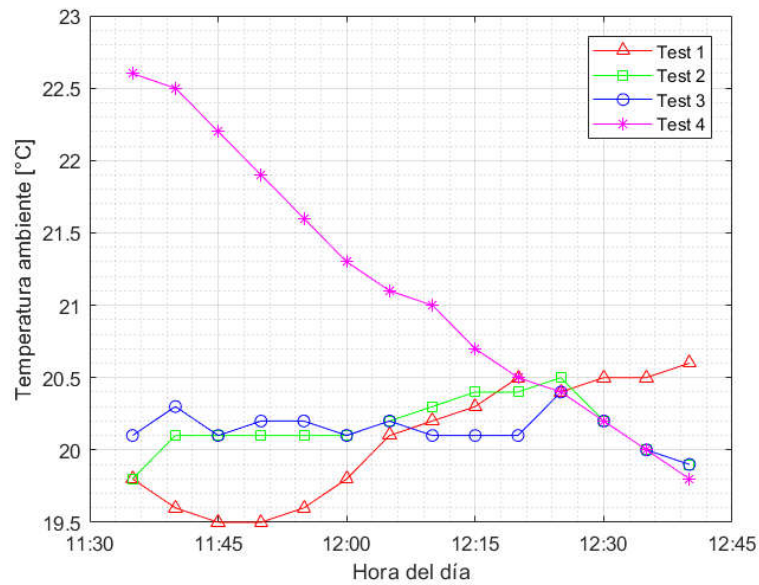


Figura 3.2. Variación de la temperatura ambiente durante pruebas.

La velocidad del viento es otro factor ambiental de gran importancia durante el desarrollo de las pruebas ya que a medida esta aumenta, ocurre un incremento en la tasa de transferencia de calor en la placa del colector evaporar y esto resulta en valores de COP más altos [1], los valores de la velocidad del viento pueden ser constatados en la figura 3.3.

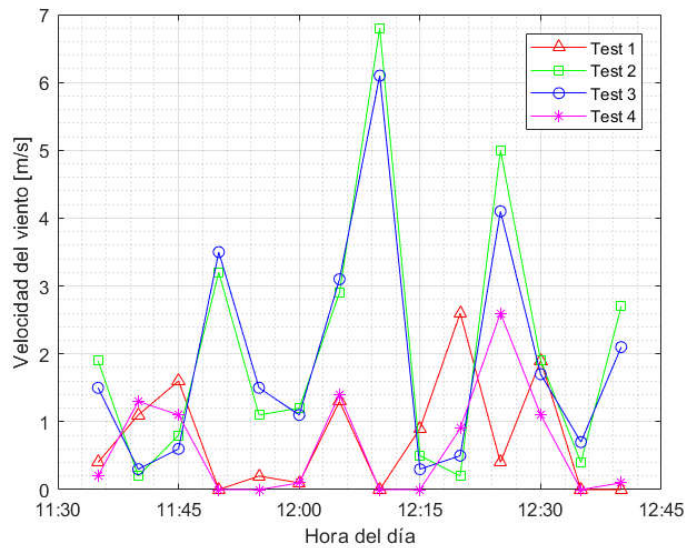


Figura 3.3. Variación de la velocidad del viento durante pruebas.

Durante las pruebas realizadas en el sistema, se obtuvo datos de temperaturas y presiones a la entrada y salida de compresor lo que permitió realizar los cálculos pertinentes de COP para cada prueba.

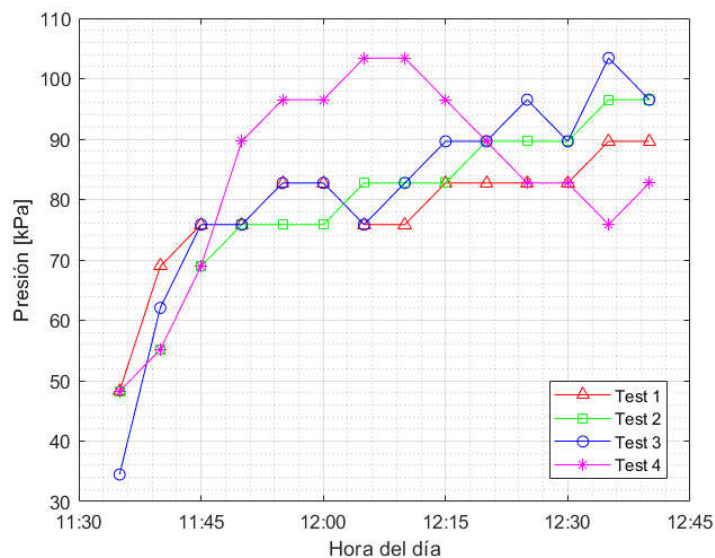


Figura 3.4. Presión de entrada al compresor.

Al entrar al compresor el refrigerante es vapor a baja presión y al salir como es de esperar, es vapor a alta presión, esto se muestra en la figura 3.4 y figura 3.5.

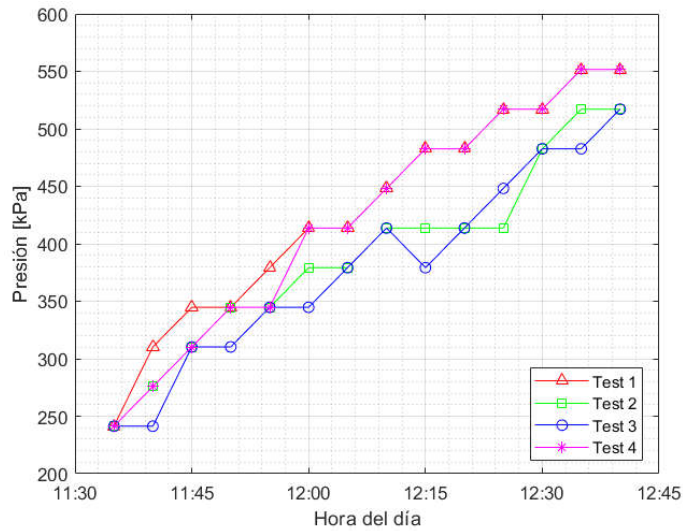


Figura 3.5. Presión de salida del compresor.

Dentro del compresor se produce un proceso adiabático, es decir no existe transferencia de calor con el exterior sin embargo el incremento de presión eleva la temperatura del refrigerante como se muestra en la figura 3.6 y figura 3.7

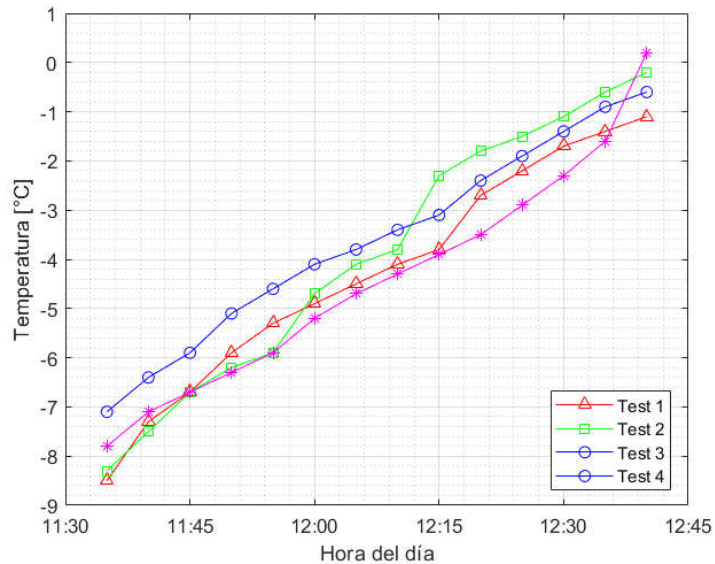


Figura 3.6. Temperatura a la entrada del compresor.

En la figura 3.7 se puede notar que la temperatura a la salida del compresor tiene una variación mayor entre valores máximos y mínimos a diferencia de lo que se observa en la figura 3.6.

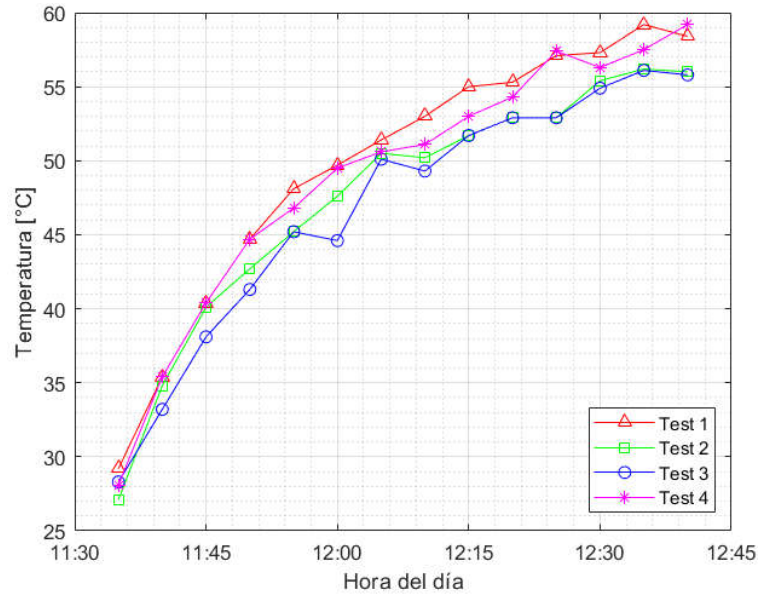


Figura 3.7. Temperatura a la salida del compresor.

En la figura 3.8 se puede observar el COP durante las pruebas, tiene relevancia al ser la cantidad de calor que se puede transferir al agua durante cada ciclo al suministrar un trabajo.

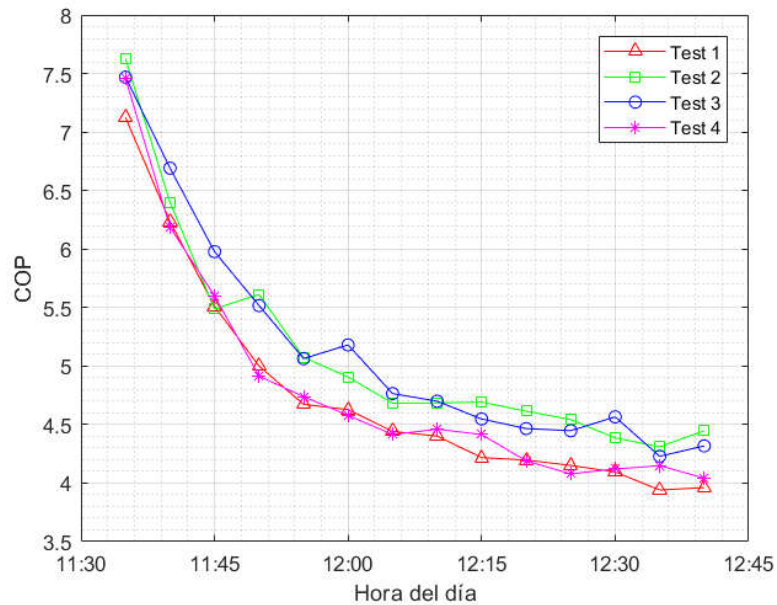


Figura 3.8. Coeficiente de desempeño.

En las pruebas efectuadas se puede observar que el sistema funciona pese a las cambiantes condiciones climáticas, cumple su objetivo el cual es incrementar la temperatura del agua hasta 45 °C, sin embargo, tanto la radiación solar, como la velocidad del viento y la temperatura ambiente influyen en el tiempo que le lleva al sistema efectuar el proceso de calentamiento, la figura 3.9 lo muestra.

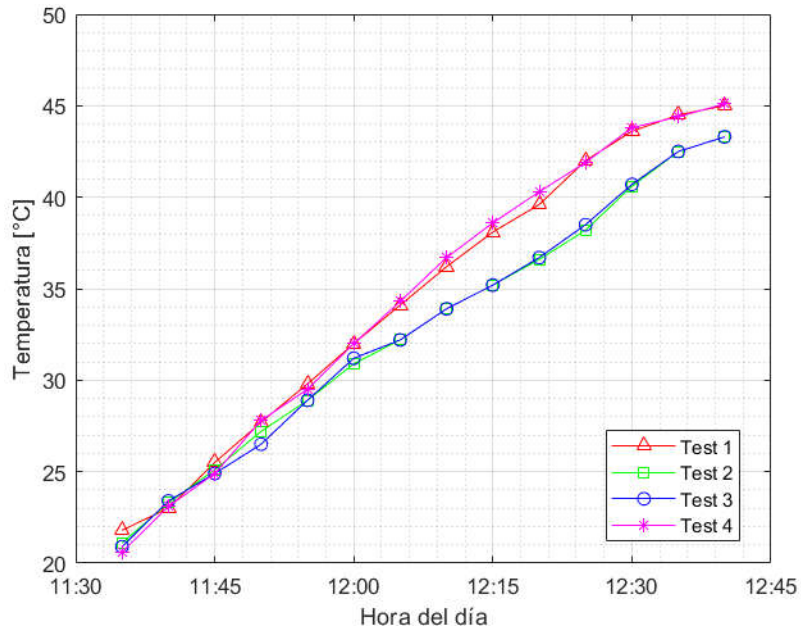


Figura 3.9. Incremento de la temperatura del agua en el tiempo.

3.1.4 Ilustración de ciclos de compresión de vapor simulados en EES.

A continuación, se muestra los ciclos de refrigeración por compresión de vapor obtenidos de manera experimental y posteriormente simulados en EES en base a los datos de un día de pruebas en distintas horas de cada test.

En la figura 3.10 se muestra el diagrama T-s del refrigerante R600a el cual se usó finalmente para las pruebas y se consideró 3 horas aleatorias de cada una de las pruebas, para apreciar cómo puede variar la trayectoria del ciclo dependiendo la hora del día en que se experimente.

Lo mismo se presenta para el caso de la figura 3.11 que representa el diagrama P-h, el cual se desarrolló en base a las mismas horas en las que se simuló el diagrama T- s.

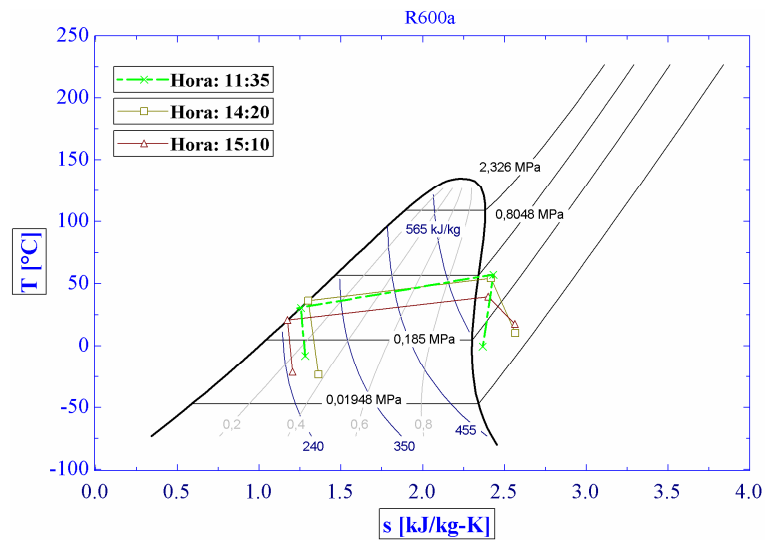


Figura 3.10. Comparación del ciclo en base a pruebas, con diagrama T-s.

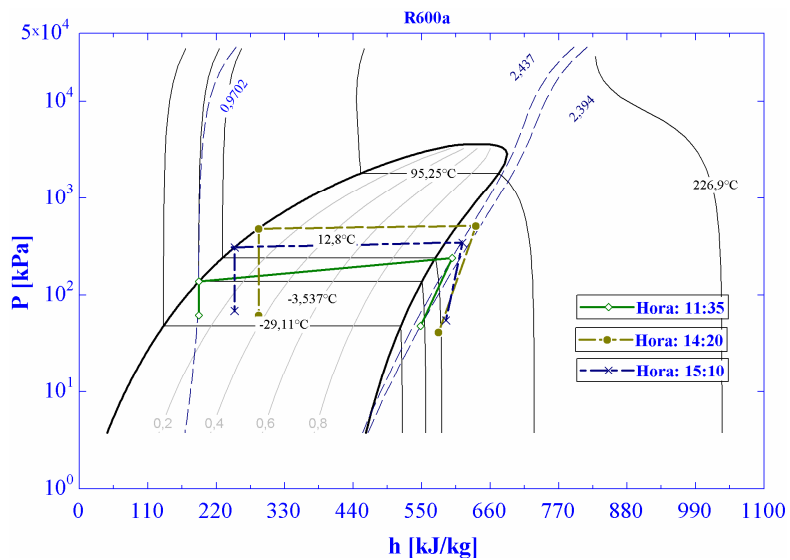


Figura 3.11. Comparación del ciclo en base a pruebas, con diagrama P-h.

3.1.5 Análisis del rendimiento con la segunda ley de la termodinámica

En la figura 3.11 se muestran las curvas correspondientes al análisis exergético realizado, es decir el análisis en el cual se consideran las irreversibilidades del sistema, como son fricción, expansión libre, TC a través de una diferencia de temperatura finita, deformación inelástica de sólidos, influencia de resistencias eléctricas, reacciones químicas y mezclado de dos fluidos.

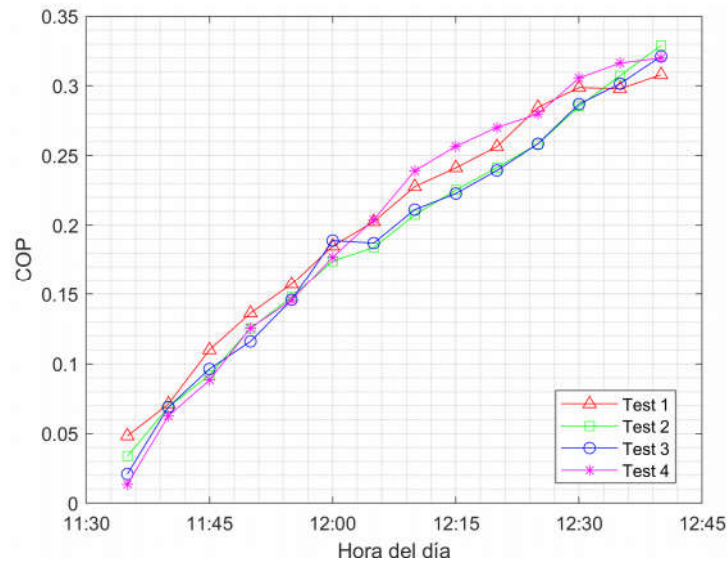


Figura 3.12. Curvas de rendimiento considerando el análisis exergético.

El presente análisis es necesario para verificar el rendimiento real del ciclo y, por lo tanto, los valores mostrados representan el valor máximo de trabajo que puede ser entregado por el sistema dispuesto para estas pruebas, ya que la exergía es la propiedad que mide el potencial de trabajo de una máquina, por lo tanto, es importante recordar que el concepto de exergía no es la cantidad de trabajo que una máquina productora realmente entregará una vez instalada; lo que representa es el límite máximo en relación a la cantidad de trabajo que un equipo puede entregar sin violar cualquiera de las leyes de la termodinámica. Así la bomba de calor diseñada obtuvo rendimientos exergéticos máximos de más de 0.3 cuando el agua alcanzaba temperaturas de 45 °C.

3.2 Análisis económico y ambiental

Llegado a este punto, se presenta a continuación el análisis económico acorde con el sistema construido. Se enlistará los precios de los componentes adquiridos y precios adicionales de mano de obra y ensamble para que el sistema este apunto en su funcionamiento.

3.2.1 Listado de equipos y materiales

En la Tabla 3.3 se muestra los insumos y equipos necesarios para completar la construcción, ensamblaje y funcionamiento de la bomba de calor. El costo total fue de USD 5021.97.

Tabla 3.3.

Descripción y costo de los materiales, equipos y suministros comprados.

Descripción	Cantidad	Precio Unitario [USD]	Precio Total [USD]
Placa rol bond	1	970.25	970.25
Compresor EMBRACO 1/6 hp	1	900.00	760.00
Válvula de expansión electrónica Carel	1	780.00	780.00
Controlador de temperatura PID con salida 4 a 20 mm	5	48.00	240.00
Tanque acrílico transparente 1,45 m3	1	220,00	220.00
Refrigerante 600a Tanque	1	40.00	40.00
Estructura para el equipo	1	400.00	400.00
Estructura para colector de placas	34	5.00	170.00
Contador 24x48 mm 8 dígitos	1	141.12	141.12
Válvulas de bola de 1/4" Danfoss	5	28.00	140.00
Tubería de cobre flexible para línea de alta 15 metros 1/4"	1	130.35	130.35
Tubería de cobre flexible para línea de baja 15 metros 3/16"	1	130.35	130.35
Presostato de alta y baja con reseteo manual Danfoss	1	119.65	119.65
Manómetros de baja calidad	2	36.00	72.00
Manómetros de alta calidad	2	35.00	70.00
Cable flexible #12 negro	1	64.00	64.00
Filtro secador 1/4" conexión NTP	1	60.26	60.26
Transformador 120V AC a 24V DC	1	40.00	40.00

Tabla 3.3.

Descripción y costo de los materiales, equipos y suministros comprados. (Continuación)

Descripción	Cantidad	Precio Unitario [USD]	Precio Total [USD]
Rubatex 1/4"	5	10.80	54.00
Soldadura	10	5.00	50.00
Válvulas de bola paso total de 1/4" Danfoss	1	48.00	48.00
Relé G2R2SNDC12S	1	33.04	33.04
Ventilador 12V	1	33.00	33.00
Cable flexible #16 rojo	1	27.00	27.00
Breaker para Riel DIM2x10A	4	6.00	24.00
Pitillos de toma de presión	8	3.00	24.00
Tee de 1/4" de bronce	5	3.77	18.85
Borneras para riel DIM	20	0.40	8.00
Canaleta ranurada 1 metro	1	3.30	3.30
Terminales punteras #12 (50 unidades)	1	3.10	3.10
Potenciómetro	1	3.00	3.00
Riel DIM	1	3.00	3.00
Terminales punteras #16 (50 unidades)	1	1.70	1.70

3.2.2 Análisis comparativo de costos

Según el Instituto Nacional de Estadísticas y Censos (INEN), en promedio el consumo de energía eléctrica en el área urbana es de 151 - 200 kW·h/mes, por ende, el consumo de 1 kW·h/mes representa un costo de USD 0.0904 [103].

El equipo usado para las pruebas consume un valor promedio de 0.35 kW, este rubro se detalla a continuación en la tabla 3.4.

Tabla 3.4.

Consumo de componentes del equipo utilizado en las pruebas [104, 105, 106].

Componente	Consumo [kW]
Válvula de expansión electrónica	0.240
Controlador de válvula de expansión electrónica	0.011
Controladores de temperatura	0.002
Compresor	0.095

De lo anterior se sabe que el equipo consume 0.35 kW cuando se pone en marcha, entonces el costo de su funcionamiento durante un tiempo promedio de 80 minutos al día es:

$$0,35 \text{ kW} \times 80 \text{ min} \times \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \times 0.0904 \frac{\text{USD}}{\text{kW h}} = \text{USD } 0.042$$

El valor de USD 0.042, teniendo en cuenta los costos adicionales de comercialización, alumbrado público, tributo al cuerpo de bomberos y tasa de recolección de basura (USD 1.41; USD 2.43; USD 1.88 y USD 7.38 respectivamente) al mes representaría USD 14.36.

A continuación, se presenta una comparación de cada uno de los costos con respecto a los métodos de calentamiento de agua. En la tabla 3.5, los valores tanto para la ducha eléctrica y para el calefón con GLP fueron tomados del trabajo realizado por Simbaña et al. [102].

Tabla 3.5.

Análisis comparativo de costos para calentamiento de agua [102] .

Método de Calentamiento	Costo m³ [USD]	Costo Mensual [USD]
Ducha eléctrica	3.20	18.20
Calefón con GLP	3.80	66.03
DX - SAHP	8.42	14.36

Se puede observar en la tabla 3.5 que existe un ahorro mensual en el sistema DX-SAHP de aproximadamente 3.00 y 51.00 [USD] con respecto al método de calentamiento por ducha eléctrica y de calefón con GLP respectivamente.

3.2.3 Estudio ambiental

Se denomina factor de emisiones de CO₂ por unidad de electricidad disponible a la relación entre emisiones totales de CO₂ generadas por el consumo de combustibles para su producción, para los valores de producción brutos de electricidad. Al 2014 fue registrado un valor de 0.3426 kg CO₂ por cada kW·h anualmente [107].

Las toneladas de CO₂ al 2014 registradas en la ciudad de Quito ascienden a 5.1 millones, esta cifra se debe a las emisiones producidas mayormente por el sector de transporte y el sector residencial [108].

El sistema dispuesto para las pruebas consume 10.44 kW·h al mes, haciendo la relación con el factor de emisiones de CO₂ se tiene que:

$$10.44 \text{ kW h} \times \frac{0.34326 \text{ kg CO}_2}{1 \text{ kW h}} \times 12 \text{ meses} = 43.003 \text{ kg CO}_2$$

El valor de 0.043 obtenido anteriormente representar las toneladas de CO₂ al año que dejarán de ser emitidas al implementarse una DX-SAHP con las características del equipo usado en las pruebas. De esta manera se busca promover el desarrollo de este tipo de equipos que usan energías alternativas.

3.2.4 Costo de mantenimiento

Con la puesta a punto del equipo, este requerirá de un chequeo periódico en sus sistemas principales, lo cual exige un mantenimiento preventivo semestral, con un costo de USD 150 cada uno, el cual constará de:

- Purga de las cañerías
- Cambio de filtro
- Carga de gas refrigerante
- Control anti fugas
- Calibración de equipos de medición
- Limpieza de la máquina y mano de obra
- Prueba de funcionamiento

3.2.5 Análisis financiero del proyecto

Un proyecto de ser analizando considerando su financiación, adaptación de recursos financieros disponibles, además de sus costos y beneficios generados. La Tabla 3.6 presenta los porcentajes promedio de inflación en el Ecuador al 2017.

Tabla 3.6.
Análisis comparativo de costos para calentamiento de agua [109].

2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017
9.69%	4.54%	3.30%	4.28%	5.00%	2.68%	3.67%	4.87%	1.59%	0.16%

3.2.6 Ahorro económico

A través de la implementación de una DX – SAHP con el fin de calentar agua sanitaria, se pretende generar un ahorro económico, el mismo que se procederá a justificar obteniendo anualmente, se debe deducir costos por mantenimiento, además de considerar su beneficio respecto a un sistema que emplea GLP con la misma función.

Tabla 3.7.
Proyección de ahorros.

Año	Inflación Anual	Ahorro [USD] kW h (DX-SAHP)	Ahorro [USD] kW h (E. Eléc)	Ahorro [USD] kW h (GLP)	Ahorro anual [USD]	Gastos [USD]	Flujo neto [USD]
1	2.19%	0.63	14.36	66.03	993.53	-5131.95	-4138.42
2	4.54%	0.63	14.36	66.03	1016.38	150	866.38
3	3.30%	0.63	14.36	66.03	1004.32	150	854.32
4	4.28%	0.63	14.36	66.03	1013.85	150	863.85
5	5.00%	0.63	14.36	66.03	1020.85	150	870.85
6	2.68%	0.63	14.36	66.03	998.30	150	848.30
7	3.67%	0.63	14.36	66.03	1007.92	150	857.92
8	4.87%	0.63	14.36	66.03	1019.59	150	869.59
9	1.59%	0.63	14.36	66.03	987.70	150	837.70
10	0.16%	0.63	14.36	66.03	973.80	150	823.80

3.2.7 Cálculo del valor actual neto

El valor actual neto (V.A.N.) es un indicador financiero que sirve para determinar la viabilidad de un proyecto. Si tras medir los flujos de los futuros ingresos, egresos y descontar la inversión inicial queda alguna ganancia, el proyecto es viable [110]. Puede ser determinado por:

$$VAN = -Inv + \sum_{\Omega=1}^N \frac{F_t}{(1+i)^\Omega} \quad (61)$$

Usando la ecuación 61 se determinó el VAN aplicando una tasa de interés del 5 % y los resultados me muestran en la tabla 3.8.

Tabla 3.8.
Cálculo del V.A.N.

Año	Flujo neto [USD]	Flujo activo [USD]
1	-4138.42	-3941.35
2	866.38	785.83
3	854.32	738.00
4	863.85	710.69
5	870.85	682.34
6	848.30	633.01
7	857.92	609.71
8	869.59	588.57
9	837.70	539.99
10	823.80	505.74
	V.A.N.	1852.52

3.2.8 Cálculo de la tasa interna de retorno

La Tasa Interna de Retorno (T.I.R.) es la tasa de interés o rentabilidad que ofrece una inversión. Es decir, es el porcentaje de beneficio o pérdida que tendrá una inversión para las cantidades que no se han retirado del proyecto [111].

$$VAN = 0 = -Inv + \sum_{\Omega=1}^N \frac{F_t}{(1 + TIR)^\Omega} \quad (62)$$

Usando la ecuación 62 se determinó el T.I.R. los resultados me muestran en la tabla 3.9.

Tabla 3.9.
Cálculo del T.I.R.

Año	Flujo neto [USD]	Flujo activo [USD]
1	-4138,42	-4138,42
2	866,38	-3272,04
3	854,32	-2417,72
4	863,85	-1553,86
5	870,85	-683,01
6	848,30	165,28
7	857,92	1023,21
8	869,59	1892,79
9	837,70	2730,49
10	823,80	3554,29
	T.I.R.	0,15

3.2.9 Recuperación de la inversión

El período de recuperación es el tiempo en años que tarda en un proyecto en recuperar la inversión realizada [112]. Para determinar este valor se aplica:

$$PR = NA + \frac{|FA|}{F_{A+1}} \quad (63)$$

Usando la Tabla 3.9 y la ecuación 63 se procederá a determinar PR:

$$PR = 5 + \frac{|-519.51|}{328.79} = 6.96 [\text{años}] \quad (64)$$

Entonces se concluye que el tiempo en el que se va a poder recuperar la inversión es de 7 años.

CONCLUSIONES

- En el presente documento se realizó el estudio para medir que tan factible es utilizar los refrigerantes R134a, R123 y R600a en una DX-SAHP con un compresor de 1/6 hp; analizando como primer paso las propiedades termodinámicas de cada uno de los fluidos de las cuales depende el rendimiento (COP) que tendrá el ciclo termodinámico, en base a ello se comprobó analíticamente y experimentalmente, que el refrigerante con mayor rendimiento es el R600a, pese a que posee limitaciones debido a que es un fluido inflamable y como consecuencia su uso en la actualidad no se iguala al del R134a, el cual también brinda un alto coeficiente de operación, a pesar de ello se comprobó que el R600a necesita una menor cantidad de carga de refrigerante, presenta presiones bajas con adecuadas temperaturas de descarga en el compresor, lo que implica menor consumo de refrigerante, menor potencia en el compresor por lo tanto menor consumo eléctrico, así beneficia al sistema de la DX-SAHP económicamente, además es mucho más amigable con el medio ambiente, ya que presenta un ODP de 0, un GWP de 20 y un tiempo de vida en la atmósfera de 10 años, de tal forma se concluyó que el R600a es el fluido más viable para ser usado en el sistema.
- Se desarrolló la investigación bibliográfica de cada uno de los parámetros y características que influyen para determinar si un refrigerante es apto para ser utilizado en una DX-SAHP en base a los estudios realizados por Paradeshi et al. [1], Chow et al. [2], Pilla et al. [3], Moreno et al. [4], Yu & Teng [7], Lee & Su [8], entre otras investigaciones relacionadas y los diagramas T-s y P-h, además se realizó una comparación entre las propiedades de los refrigerantes a estudiar en el presente documento, para finalmente elegir uno con el cual realizar la experimentación.
- El diseño del sistema de refrigeración por compresión de vapor utilizado por la DX-SAHP se obtuvo partiendo de las propiedades termodinámicas, las curvas del comportamiento del ciclo para cada refrigerante, codificadas y posteriormente simuladas en el software EES. Además, se realizó el estudio analítico en base a las fórmulas termodinámicas, de transferencia de calor, la bibliografía recopilada y cada uno de los documentos relacionados que fueron necesarios; la validez del diseño se logró haciendo la comparación entre la parte experimental con la analítica, tomando en cuenta también si en la simulación del ciclo de refrigeración por compresión de vapor en EES se cumplen

las condiciones específicas necesarias. Se adicionó al análisis el concepto del potencial de trabajo útil que una maquina puede aprovechar, conocido como exergía y eficiencia de la segunda ley.

- El sistema DX-SAHP construido arrojó valores de COP decrecientes de 7.12 COP_{\max} hasta 3.96 COP_{\min} debido a que el sistema no posee un volumen de agua que fluya sino es un volumen estancado esto provocó que al incrementar la temperatura del agua existe menos transferencia de calor en el condensador dando como resultado valores decrecientes. Además, considerando un COP 4.68 producto de una radiación solar de $754.9 \text{ [kW/m}^2\text{]}$, velocidad del viento de 2.9 [m/s] versus un COP de 4.44 producto de $745.9 \text{ [kW/m}^2\text{]}$, velocidad del viento 1.3 [m/s] se constata lo propuesto por Paradeshi et al. [1] anteriormente mencionado.

RECOMENDACIONES

- El refrigerante seleccionado para la práctica experimental R600a, es un fluido denominado hidrocarburo que presenta una propiedad de alta inflamabilidad, por tal razón es muy importante tener una preparación muy estricta previa a la práctica experimental, estudiando con anterioridad cada característica y propiedad del fluido a usar, para evitar cualquier incidente.
- Previa a la puesta en marcha del sistema es imprescindible verificar la presencia de fugas ya que estas causarían la pérdida de presión en el sistema. De igual manera el consumo eléctrico del compresor no puede ser superior a 2 amperios, ni la temperatura del mismo debe ser superior a 60 °C esto podría causar averías.
- Para posteriores diseños de bombas de calor de expansión directa con asistencia solar se podría implementar una línea de recirculación de agua, a manera de intercambiador de calor de contraflujo, esto mejoraría la transferencia de calor en el condensador ya que al presentarse menos diferencia de temperatura entre el condensador y el agua del tanque en el diseño actual la eficiencia disminuye.
- En futuras pruebas de obtención de datos, después de encender el equipo se tomará un tiempo prudente de 10 a 15 minutos que permitan la estabilización del funcionamiento del equipo y que evite que estas primeras tomas de datos influyan de manera negativa el desarrollo en los cálculos.

REFERENCIAS

- [1] L. Paradeshi, M. Srinivas y S. Jayaraj, «Parametric studies of a Simple Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump Operating in a Hot and Humid Environment,» *Energy Procedia*, vol. 90, pp. 635 - 644, 2016.
- [2] T. Chow, G. Pei, K. Fong, Z. Lin, A. Chan y M. He, «Modeling and application of direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in subtropical Hong Kong,» *Applied Energy*, vol. 87, pp. 643 - 649, 2010.
- [3] T. Pilla, P. Goud, S. Padmanabhuni, S. Nair y R. Dondapati, «Experimental evaluation Mechanical performance of the compressor with mixed refrigerants R-290 and R-600a,» *Energy Procedia*, vol. 109, pp. 113 - 121, 2017.
- [4] A. Moreno Rodríguez, Modelo teórico y validación experimental de una bomba de calor de expansión directa con asistencia solar., Leganés: Universidad Calors III de Madrid, 2013.
- [5] K. Harby, «Hydrocarbons and their mixtures as an alternative to halogen refrigerants not friendly to the environment,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 73, n° ISSN 1364-0321, pp. 1247-1264, 2017.
- [6] M. Lozano, «Análisis y Diseño de ciclos combinados con EES,» de *I Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica*, Zaragoza, 1999.
- [7] C.-. C. Yu y T.-. P. Teng, «Retrofit assessment of refrigerator using hydrocarbon refrigerants,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, 2014.
- [8] Y. Lee y C. Su, «Experimental studies of isobutane (R600a) as the refrigerant in domestic refrigeration system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, pp. 507-519, 2002.
- [9] S. Chaturvedi, T. Abdel - Salam, S. Sreedharan y F. Gorozabel, «Two-stage direct expansion solar-assisted heat pump for high temperature applications,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 2093 - 2099, 2009.

- [10] J. Facao y M. J. Carvalho, «New test methodologies to analyse direct expansion solar assisted heat pumps for domestic hot water,» *ScienceDirect*, vol. 100, pp. 66 - 75, 2014.
- [11] M. Abou - Ziyen, F. Ahmed y M. Metwally, «Solar-Assisted R22 and R134a Heat Pump Systems for low-temperature applications,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, pp. 455 - 469, 1997.
- [12] M.-Y. Lee, . D.-Y. Lee y K. Yongchan, «Performance characteristics of a smallcapacity directly cooled refrigerator using R290/R600a (55/45),» *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, pp. 734-741, 2008.
- [13] D. Zhang, Q. Wu y X. Kong, «Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 73, pp. 522 - 528, 2014.
- [14] Y. Kuang y R. Wang, «Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system,» *Solar Energy*, vol. 80, pp. 795 - 803, 2006.
- [15] Colegio de bachilleres del Estado de Sonora, Ecología y Medio Ambiente, Segunda ed., Sonora, México: Dirección académica del Colegio de Bachilleres del Estado de Sonora, 2009, pp. 14-81.
- [16] Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, «Balance Energético Nacional,» 2016. [En línea]. Available: <http://www.sectoresestrategicos.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2016/01/Balance-Energe%CC%81tico-Nacional-2015-parte-2.pdf>.
- [17] International Energy Agency, «World: Indicators,» 03 2017. [En línea]. Available: <https://www.iea.org/statistics/statisticssearch/report/?country=WORLD&product=indicators&year=2014>.
- [18] Instituto Nacional de estadística y censos, «Censo de población y vivienda,» 2010.
- [19] Grupo Banco Mundial, «Banco Mundial,» [En línea]. Available: <http://datos.bancomundial.org>.

- [20] United Nations, Department of economic and Social Affairs, 2015. [En línea]. Available:
https://esa.un.org/unpd/wpp/publications/files/key_findings_wpp_2015.pdf.
- [21] REN21, «Renewable Energy Policy Network for the 21st Century,» 05 2016. [En línea]. Available: http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2016/05/GSR_2016_Full_Report_lowres.pdf.
- [22] F. Zaragoza, «Los límites del crecimiento».
- [23] N. Kannan y D. Vakeesan, «Solar energy for future world: -A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 62, pp. 1092-1105, 2016.
- [24] Á. Miranda, Manual técnico de refrigerantes, Barcelona: Marcombo, S.A, 2012.
- [25] K. Rolle, Termodinámica, México: Pearson, 2010.
- [26] Universidad Politécnica de Catalunya, Máquinas Térmicas, Barcelona: UPC ediciones, 2002.
- [27] La web de física, «La web de física,» 25 junio 2003. [En línea]. Available: <http://www.lawebdefisica.com/apuntsfis/termodinamica/>. [Último acceso: 02 Mayo 2017].
- [28] Warsaw University of Technology, Solar-Assisted Heat Pumps, Warsaw: Elsevier, 2012.
- [29] C. Escudero Salas y P. Fernández Iglesias, Máquinas y equipos térmicos, Madrid: Parainfo, 2013.
- [30] J. Holman, Heat Transfer, New York: McGraw Hill, 2002.
- [31] M. Yousefi y M. Moradali, «Thermodynamic analysis of a direct expansion solar assisted heat pump water heater,» *Journal of Energy in Southern Africa*, vol. 26, nº 2, pp. 110-117, 2015.
- [32] P. Malali, S. Chaturvedi y T. Abdel - Salam, «An approximate method for prediction of thermal performance of direct expansion solar assisted heat pump systems for

- water heating applications,» *Energy conversion and management*, vol. 127, pp. 416 - 423, 2016.
- [33] SOLARGAL, «Solargal energías renovables,» 2012. [En línea]. Available: <http://www.solargal.com/servicios/aeroterminia-1537s.html>. [Último acceso: 25 Mayo 2017].
- [34] J. Dong, M. Yu, W. Wang, H. Song, C. Li y X. Pan, «Experimental investigation on low-temperature thermal energy driven steam ejector refrigeration system for cooling application,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 123, n° ISSN 1359-4311, pp. 167 - 176, 2017.
- [35] S. Pérez, D. Fernández y C. Estébanez, «UNICAN.es,» 2010. [En línea]. Available: <http://ocw.unican.es/enseñanzas-tecnicas/termodinamica-y-maquinas-termicas/materiales/T%2006%20OCW.pdf>. [Último acceso: 25 Mayo 2017].
- [36] M. Ruz, J. Garrido, F. Vázquez y M. Fernando , «A hybrid modeling approach for steady-state optimal operation of vapor compression refrigeration cycles,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 120, n° ISSN 1359-4311, pp. 74 - 87, 2017.
- [37] Y. Cengel y A. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*, México: McGraw Hill, 2011.
- [38] O. Jaramillo, «cie.unam.mx,» 20 Noviembre 2007. [En línea]. Available: <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>. [Último acceso: 18 Octubre 2017].
- [39] X. Sun, J. Wu, Y. Dai y R. Wang, «Experimental study on roll-bond collector/evaporator with optimized-channel used in direct expansion solar assisted heat pump water heating system,» *Applied Thermal Engineering*, n° 66, pp. 571-579, 2014.
- [40] A. Moreno-Rodríguez, A. González-Gil, M. Izquierdo y N. Garcia-Hernando, «Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications,» *Energy*, n° 45, pp. 704-715, 2012.
- [41] F. Rey Martínez y E. Velasco Gómez, *Bombas de Calor y Energías Renovables en Edificios*, Madrid: Parainfo, 2005.

- [42] B. Mahmut y R. Saffa, «Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 55, pp. 399 - 413, 2015.
- [43] GERFRI, «Tuaireacondicionado.net,» [En línea]. Available: <https://tuaireacondicionado.net/compresores-frigorificos-diferentes-tipos-y-caracteristicas-2/>. [Último acceso: 18 Octubre 2017].
- [44] J. Coronel, «campusvirtual.edu.uy,» [En línea]. Available: <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/Apuntes/COMPRESORES.pdf>. [Último acceso: 18 Octubre 2017].
- [45] W. Whitman y W. Johnson, Tecnología de la refrigeración y del aire acondicionado, Madrid: Delmar, 2006.
- [46] N. Stosic, «On heat transfer in screw compressors,» *International Journal of Heat and Fluid Flow*, n° 51, pp. 285 - 297, 2015.
- [47] J. Puebla, Manual de buenas prácticas de refrigeración, Caracas: Negrín Central C.A., 2010.
- [48] EMBRACO, «EMBRACO power in, change on,» 2010. [En línea]. Available: <http://www.embraco.com/Default.aspx?tabid=286>. [Último acceso: 24 Enero 2018].
- [49] W. Huang, «Frosting characteristics and heating performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump for space heating under frosting conditions,» *Applied Energy*, 2016.
- [50] F. Scarpa y L. Tagliafico, «Exploitation of humid air latent heat by means of solar assisted heat pumps operating below the dew point,» *Applied Thermal Engineering*, n° 100, pp. 820 - 828, 2016.
- [51] E. Mohamed, S. Riffat y S. Omer, «Low-temperature solar-plate-assisted heat pump: A developed design for domestic applications in cold climate,» *ScienceDirect*, n° 81, pp. 134 - 150, 2017.

- [52] 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*, nº 145, pp. 17 - 24, 2018.
- [53] E. Cerit y L. Berrin, «Investigation of the effect of rollbond evaporator design on the performance of direct expansion heat pump experimentally,» *Energy Conversion and Management*, nº 72, pp. 163 - 170, 2013.
- [54] J. Alarcón Creus, Tratado práctico de refrigeración automática, Barcelona: Marcombo, 1998.
- [55] Y. Cengel, Termodinámica, México: Mc Graw Hill, 2015.
- [56] K. Wark y D. Richards, Termodinámica, Madrid: McGraw Hill, 2001.
- [57] M. Moran y H. Shapiro, Fundamentos de termodinámica técnica, Barcelona: Reverté, 2004.
- [58] J. Howell y R. Buckius, Principios de termodinámica para ingenieros, MCGRAW-HILL.
- [59] I. Dincer y M. A. Rosen, «Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning,» Elsevier, 2015.
- [60] Naciones Unidas, «Naciones Unidas,» [En línea]. Available: http://unfccc.int/portal_espanol/informacion_basica/protocolo_de_kyoto/items/6215.php. [Último acceso: 7 Junio 2017].
- [61] F. Ballester, J. Díaz y J. M. Moreno, «Escenarios después de la entrada en vigor del Protocolo de Kioto,» *Ecosalud y participación social*, vol. 20, nº 0213-9111, pp. 160-174, 2006.
- [62] Ministerio de ambiente y recursos naturales de Guatemala, «Ministerio de ambiente y recursos naturales de Guatemala,» [En línea]. Available: http://www.marn.gob.gt/s/viena-montreal/paginas/Protocolo_de_Montreal. [Último acceso: 8 Junio 2017].

- [63] F. Ortúzar, «AIDA,» 20 Octubre 2014. [En línea]. Available: <http://www.aida-americas.org/es/blog/montreal-y-kioto-aprendiendo-de-las-diferencias>. [Último acceso: 08 Junio 2017].
- [64] R. Villanueva, Refrigerantes para aire acondicionado y refrigeración, San Vicente: Club Universitario, 2004.
- [65] Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado, «ASHRAE organization,» [En línea]. Available: <https://www.ashrae.org/standards-research--technology/standards--guidelines/standards-activities/ashrae-refrigerant-designations>.
- [66] A. Ándalus, «Química orgánica».
- [67] C. Renedo, «Tecnología Frigorífica».
- [68] P. Carreño y C. Jadán, «Estudio del comportamiento termodinámico del refrigerante R-134a modificando su composición química,» Cuenca, 2013.
- [69] «DATACENTER consultores,» 2013. [En línea]. Available: <http://www.datacenterconsultores.com/consideraciones-a-la-hora-de-elegir-un-refrigerante>. [Último acceso: 2 Febrero 2018].
- [70] Z. Wang, F. Wang, Z. Ma y M. Song, «Numerical study on the operating performances of a novel frost-free air-source heat pump unit using three different types of refrigerant,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 112, n° ISSN 1359-4311, pp. 248 - 258, 2016.
- [71] W. Somchai y C. Nares, «Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC - 134 a in domestic refrigerator,» *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp. 85 - 100, 2005.
- [72] Gas Servei, «Fluidos frigoríficos».
- [73] acaire, Refrigerantes de Hidrocarburos, Bogota: acaire, 2009.
- [74] SEAM, Manual practico reconversion de equipos de refrigeracion y A.A. a hidrocarburos, Asuncion, 2012.

- [75] Chemours, «Chemours,» 2017. [En línea]. Available: https://www.chemours.com/Refrigerants/es_MX/products/suva/suva123.html. [Último acceso: 20 Mayo 2017].
- [76] M. Mohanraj, S. Jayaraj y C. Muraleedharan, «Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants - a review,» *International journal of greenhouse gas control*, vol. 3, pp. 108 - 119, 2009.
- [77] S. Wongwises y N. Chimers, «Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in a domestic refrigerator,» *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp. 85 - 100, 46 .
- [78] D. Jung, S. Kil-hong, C. Youngmok y K. Sin-jong, «Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, pp. 4 - 11, 2003.
- [79] PNUMA, «Normas Internacionales de refrigeración y aire acondicionado,» [En línea]. Available: <http://www.unep.fr/ozonaction/information/mmcfiles/7739-s-StandardsBooklet2015.pdf>.
- [80] K. Nawaz, B. Shen, A. Elatar, V. Baxter y O. Abdelaziz, «R290 (Propane) and R600a (Isobutane) as Natural Refrigerants for Residential Heat Pump Water Heaters,» *Applied Thermal Engineering*, n° 127, pp. 870 - 883, 2017.
- [81] M. Mastani, M. Sadegh, A. Rahimi y F. Ghadiri, «Exergy analysis and optimization of R600a as a replacement of R134a in a domestic refrigerator system,» *International journal of refrigeration*, vol. XXX, pp. 1 - 10, 2013.
- [82] F-Chart Software, «Manual Engineering Equation Solver».
- [83] C. Casado, «Manual básico de Matlab».
- [84] J. Halberstadt , *Ecuador Explorer*.
- [85] Climate Data Org., «Climate Data_ Clima de Quito,» [En línea]. Available: <https://es.climate-data.org/location/1012/>.

- [86] Secretaría del Ambiente, «Quito Ambiente-Datos históricos,» [En línea]. Available: <http://www.quitoambiente.gob.ec/ambiente/index.php/datos-horarios-historicos#radiación-solar-rs>.
- [87] L. Liu y H. Zhang, «Energy- exergy analysis of a direct-expansion solar- assisted heat pump floor heating system,» de *International Conference on Materials for Renewable Energy & Environment*, Shanghai, China, 2011.
- [88] F. Suleman, I. Dincer y M. Agelin- Chaab, «Energy and exergy analyses of an integrated solar heat pump system,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 559-566, 5 Diciembre 2014.
- [89] 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.
- [90] Y. W. Li, R. Z. Wang, J. Wu y Y. Xu, «Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater,» *Elsevier*, n° 32, pp. 1361-1374, 2006.
- [91] J. Chen y J. Yu, «Theoretical analysis on a new direct expansion solar assisted ejector-compression heat pump cycle for water heater,» *Solar Energy*, n° 142, pp. 299-307, 2016.
- [92] O. Brunin , M. Feidt y B. Hivet , «Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 20, n° 5, pp. 308-318, 1997.
- [93] R. N. Kokila y S. Rajakumar, «Thermal performance analysis and optimization of solar assisted heat pump water heater,» *Applied Mechanics and Materials* , Vols. %1 de %2592-594, pp. 2416- 2421, 2014.
- [94] X. Kong, D. Zhang y Q. Yang, «Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater,» *Energy*, vol. 36, pp. 6830- 6838, 2011.

- [95] X. Kong, Y. Li, L. Lin 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.
- [96] S. Ito, N. Miura y K. Wang, «Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors,» *Solar energy*, vol. 65, n° 3, pp. 189- 196, 1999.
- [97] B. Karlekar y R. Desmond, *Transferencia de calor*, México: Interamericana S.A., 1985.
- [98] R. Dossat, *Principios de refrigeración*, México: Patria, 2007.
- [99] S. Kalogirou, S. Karellas, K. Braimakis y C. Stanciu, «Exergy analysis of solar thermal collectors and processes,» *Elsevier- Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 56, pp. 106- 137, 2016.
- [100] J. Rodriguez, *Introducción a la termodinámica con algunas aplicaciones de ingeniería*.
- [101] O. Kara, K. Ulgen y A. Hepbasli, «Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling,» *Renewable & Sustainable Energy Reviews- Elsevier*, vol. 12, pp. 1383- 1401, 2006.
- [102] A. Simbaña, V. Toaquiza y W. Quitiaquez, «Diseño y construcción de una boma de calor asistida por energía solar utilizada para el calentamiento de agua con una capacidad de 60 l/día,» Enero 2018. [En línea]. Available: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/14974>. [Último acceso: 7 Junio 2018].
- [103] INEC, «INEC.gob.ec,» Diciembre 2012. [En línea]. Available: <http://www.ecuadorencifras.gob.ec/wp-content/descargas/Presentaciones/AmbienteHogares.pdf>. [Último acceso: 10 Julio 2018].
- [104] CAREL, «Carel.com,» [En línea]. Available: <http://www.carel.com/documents/10191/0/%2B0300005ES/bd0f76bc-f411-490f-9ed7->

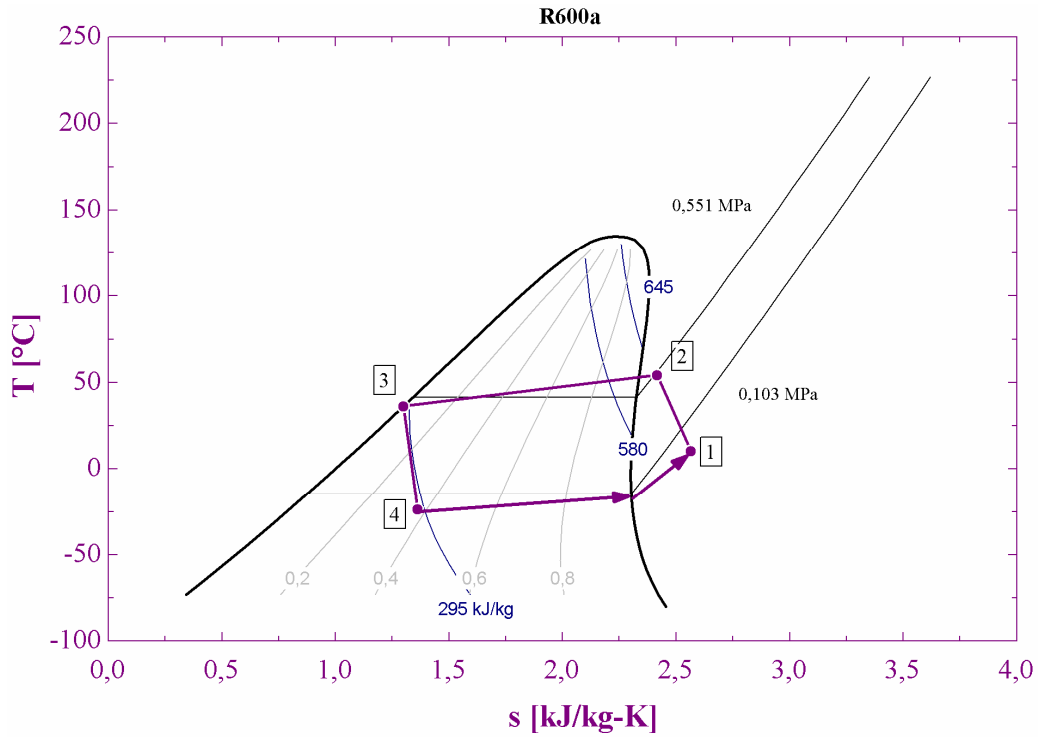
f2f34031169c;jsessionid=B3C26A8B9BE9E16A708030554A4DD9EF?version=1.0. [Último acceso: 10 Julio 2018].

- [105] embraco, «Catálogo Electrónico,» [En línea]. Available: <http://www.carel.com/documents/10191/0/+302235244/544c3bb2-e930-4eb5-b260-6eb94a92baae?version=1.0>. [Último acceso: 10 Julio 2018].
- [106] Omega Company, «Omega.com,» [En línea]. Available: https://es.omega.com/pptst/CNPT_SERIES.html. [Último acceso: 10 Julio 2018].
- [107] R. Parra, «Factor de emisión de CO2 debido a la generación de electricidad en el Ecuador durante el periodo 2001 - 2014,» *Avances en ciencias e ingenierías*, vol. VII, nº 2, pp. 80 - 85, 2015.
- [108] Secretaría del Ambiente, «Reducción y Compensación de la Huella de Carbono en el DMQ,» 2010. [En línea]. Available: <http://www.quitoambiente.gob.ec/ambiente/index.php/cambio-%20climatico/programas-y-proyectos/reduccion-y-compensacion-de-la-huella-de-carbono-en-el-dmq..> [Último acceso: 10 Julio 2018].
- [109] INEC, «ecuadorencifras.gob.ec,» 2017. [En línea]. Available: http://www.ecuadorencifras.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2017/07/Reporte_inflacion_201706.pdf. [Último acceso: 10 Julio 2018].
- [110] Universidad ESAN, «ConexiónESAN,» 24 Enero 2017. [En línea]. Available: <https://www.esan.edu.pe/apuntes-empresariales/2017/01/fundamentos-financieros-el-valor-actual-neto-van/>. [Último acceso: 10 Julio 2017].
- [111] Economipedia, «economipedia.com,» [En línea]. Available: <http://economipedia.com/definiciones/tasa-interna-de-retorno-tir.html>. [Último acceso: 10 Julio 2018].
- [112] S. Fernández, Los proyectos de inversión, Costa Rica: Editorial tecnológica de Costa Rica, 2007.

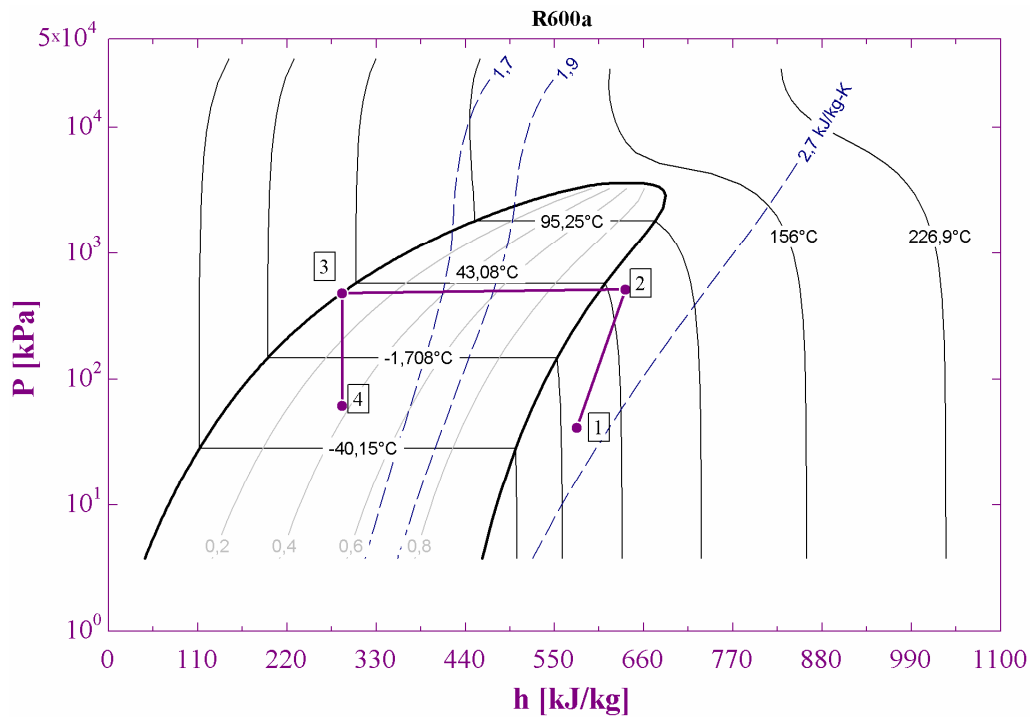
- [113] W. Ma, F. Song, S. Bo, X. Xinpei y L. Min, «Second law based analysis of vapor compression refrigeration cycles,» *Energy Conversion and Management*, vol. 138, pp. 426 - 434, 2017.
- [114] J. Zueco, «Manual Cyclepad».
- [115] NIST, «Manual REFPROP».
- [116] Q. Wang, Y.-q. Liu, G.-f. Liang, J.-r. Li y S.-f. Sun, «Development and experimental validation of a novel indirect-expansion solar-assisted multifunctional heat pump,» *Energy and Buildings*, vol. 43, pp. 300 - 304, 2011.
- [117] P. Omojaro y C. Breitkopf, «Direct expansion solar assisted heat pumps :A review of applications and recent research,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 33 - 45, 2013.
- [118] X. Sun, Y. Dai, V. Novakovic, J. Wu y R. Wang, «Performance comparison of direct expansion solar-assisted heat pump and conventional air source heat pump for domestic hot water,» *ScienceDirect*, n° 70, pp. 394 - 401, 2015.
- [119] N. Gunasekar, M. Mohanraj y V. Velmurugan, «Artificial neural network modeling of a photovoltaic-thermal evaporator of solar assisted heat pumps,» *Energy*, n° 93, pp. 908 - 922, 2015.

ANEXOS

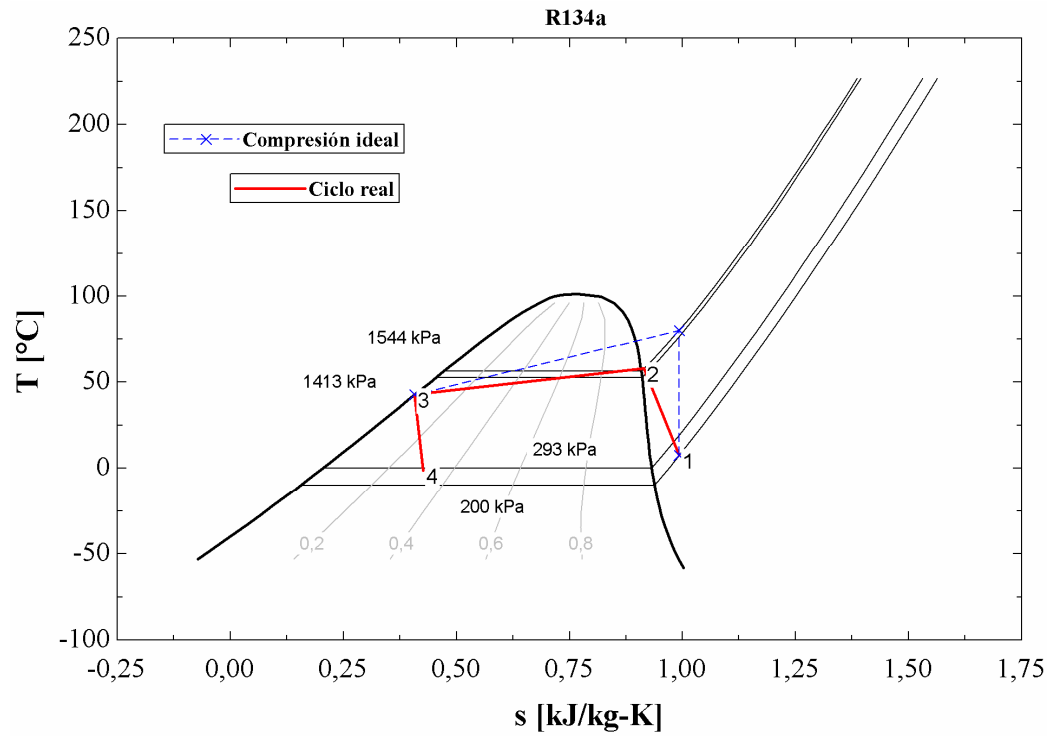
Anexo 1. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor en base a pruebas.



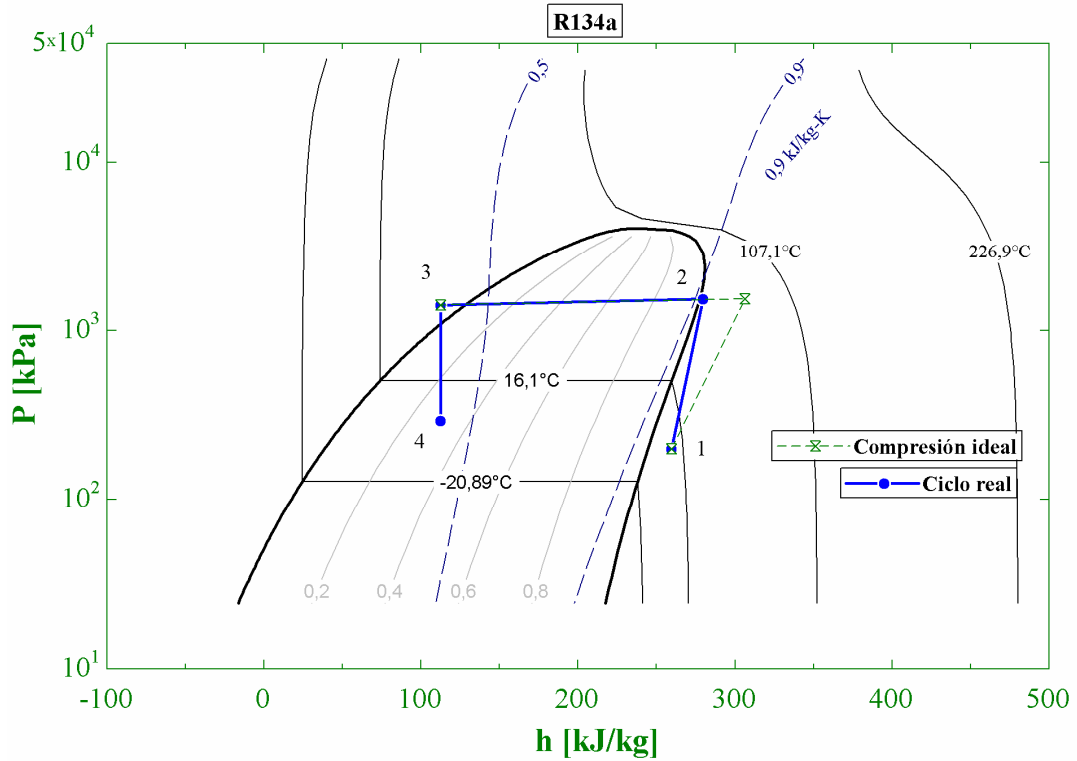
Anexo 2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor en base a pruebas.



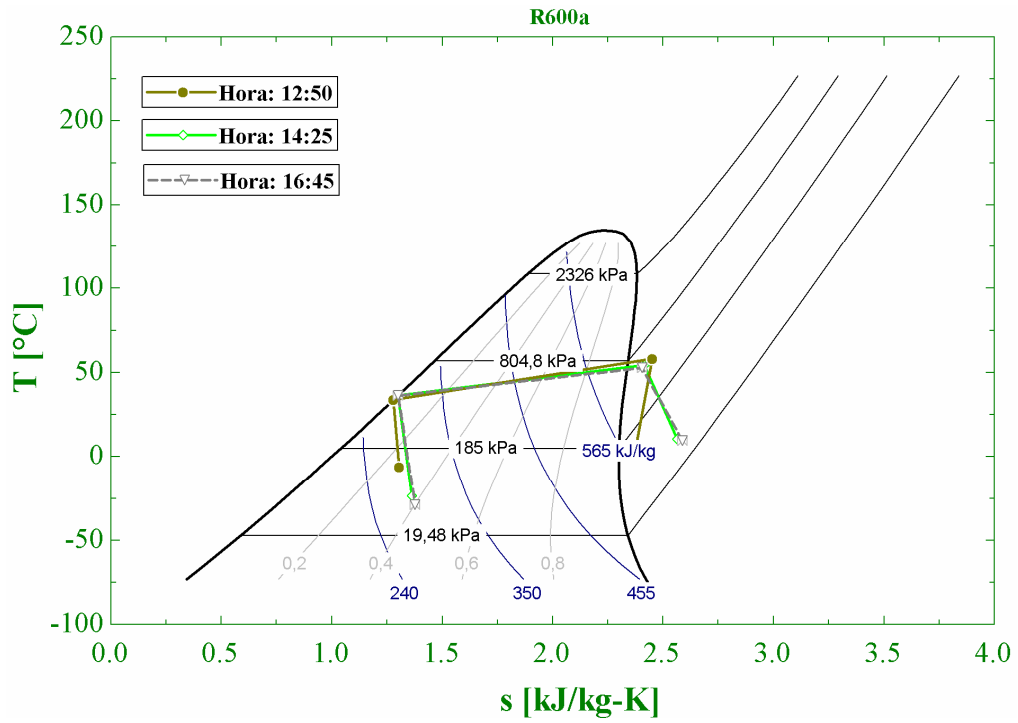
Anexo 3. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor en base a datos [102].



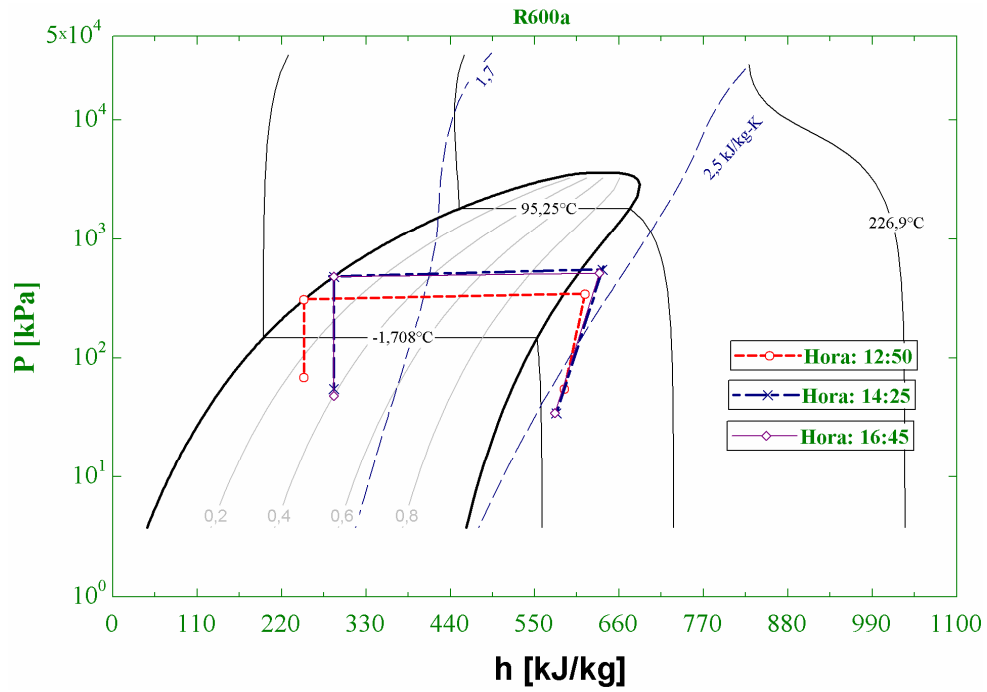
Anexo 4. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor en base a datos [102].



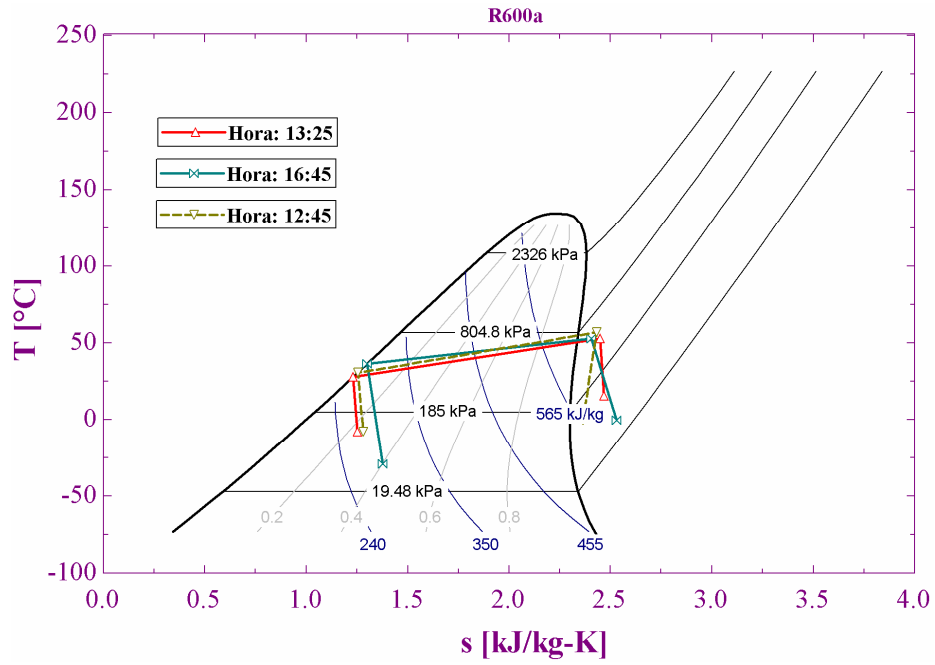
Anexo 5. Comparación de los ciclos de refrigeración en base a pruebas.



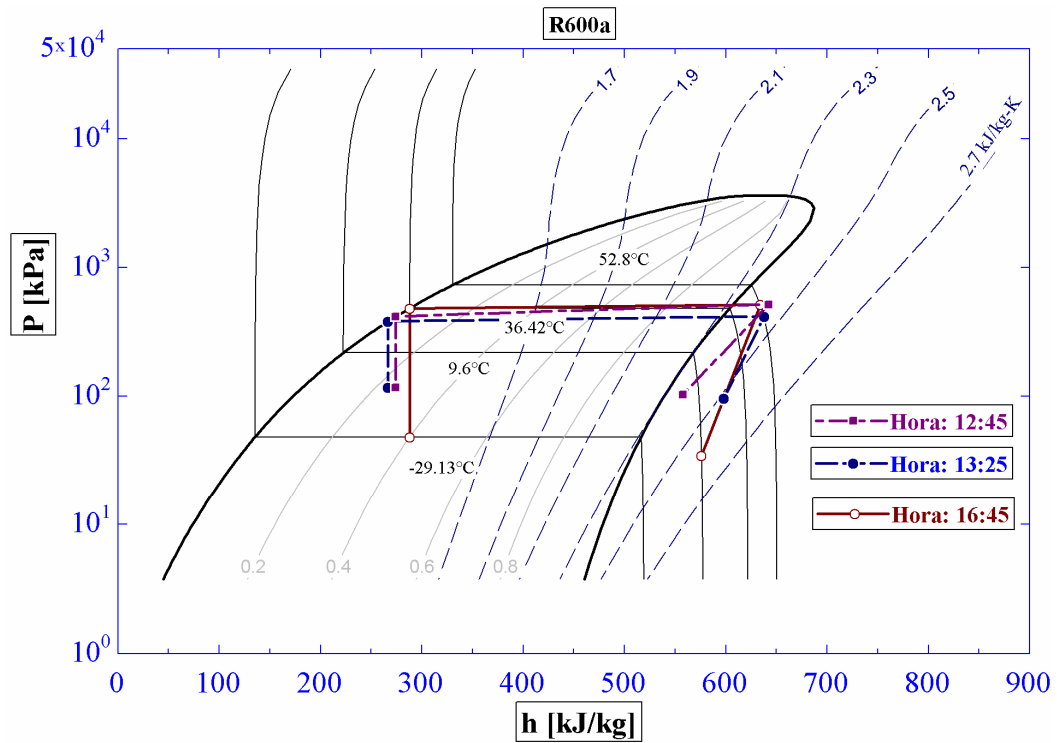
Anexo 6. Comparación de los ciclos de refrigeración en base a pruebas.



Anexo 7. Comparación de los ciclos de refrigeración en base a pruebas.



Anexo 8. Comparación de los ciclos de refrigeración en base a pruebas.



Anexo 9. Codificación en EES para el análisis y cálculo (1ra parte).

CICLOREFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR BOMBA DE CALOR

DATOS A INGRESAR

PARA CICLO

$$P_1 = 82,7$$

$$T_1 = 0,2$$

$$P_2 = 551,6$$

$$T_2 = 59,2$$

$$P_3 = 517,1$$

$$P_4 = 103,4$$

$$\dot{m} = 0,003736$$

$$\rho_2 = \rho (\text{R600a} ; T = T_2 ; P = P_2)$$

$$Vel_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot 0,0301}$$

PARA CALCULO EXERGIA(para estas ecuaciones se toma unidades absolutas como en caso de temperatura Kelvin)

$$T_H = T_{AGUA} \text{ EN CELCIUS} + 273^\circ\text{C}$$

$$T_H = 45,1 + 273$$

$$T_L = T_{AMBIENTE} \text{ EN CELCIUS} + 273^\circ\text{C}$$

$$T_L = T_0 \text{ consideración para bomba de calor}$$

$$T_L = 20,1 + 273$$

CODIFICACION

PUNTO 1

$$T_{sat} = T_{sat} (\text{R600a} ; P = P_1)$$

$$h_1 = h (\text{R600a} ; P = P_1 ; T = T_1)$$

$$s_1 = s (\text{R600a} ; T = T_1 ; P = P_1)$$

$$v_1 = v (\text{R600a} ; T = T_1 ; P = P_1)$$

$$\Delta h_{vap} = \text{Enthalpy}_{\text{vaporization}} (\text{R600a} ; P = P_1)$$

Anexo 10. Codificación en EES para el análisis y cálculo (2ra parte).

PUNTO 2

$$s_2 = s (R600a ; T = T_2 ; P = P_2)$$

$$T_{sat,2} = T_{sat} (R600a ; P = P_2)$$

$$h_2 = h (R600a ; P = P_2 ; s = s_2)$$

PUNTO 3

$$x_3 = 0$$

$$T_{sat,3} = T_{sat} (R600a ; P = P_3)$$

$$T_3 = T (R600a ; P = P_3 ; x = x_3)$$

$$h_3 = h (R600a ; P = P_3 ; x = x_3)$$

$$s_3 = s (R600a ; P = P_3 ; x = x_3)$$

PUNTO 4

$$h_4 = h_3$$

CALIDAD DEL PUNTO 4

$$x_4 = x (R600a ; P = P_4 ; h = h_4)$$

$$T_4 = T (R600a ; x = x_4 ; h = h_4)$$

$$s_4 = s (R600a ; x = x_4 ; h = h_4)$$

Resolución:

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3)$$

$$\dot{W}_{ent} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{ent}}$$

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{ent}}$$

$$\dot{W}_{ent,formula} = \frac{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)}{0,874 - 0,0135 \cdot \frac{P_2}{P_1}}$$

Anexo 11. Codificación en EES para el análisis y cálculo (3ra parte).

Para calculo de exergia

en compresor

$$\dot{X}_{\text{destrucción12}} = T_0 \cdot \dot{m} \cdot (s_2 - s_1)$$

en condensador

$$\dot{X}_{\text{destrucción23}} = T_0 \cdot \left[\dot{m} \cdot (s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right]$$

en Válvula de expansión

$$\dot{X}_{\text{destrucción34}} = T_0 \cdot \dot{m} \cdot (s_4 - s_3)$$

en evaporador

$$\dot{X}_{\text{destrucción41}} = T_0 \cdot \left[\dot{m} \cdot (s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right]$$

La eficiencia anterior se puede determinar también de la siguiente manera:

$$\text{COP}_{\text{Reversible}} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

La destrucción total de exergia también se puede determinar sumando las destrucciones de exergia en cada componente:

$$\dot{X}_{\text{destrucción total exergía}} = \dot{X}_{\text{destrucción12}} + \dot{X}_{\text{destrucción23}} + \dot{X}_{\text{destrucción34}} + \dot{X}_{\text{destrucción41}}$$

Revisión BC:

$$\dot{X}_{Q_H} = \frac{\dot{Q}_H \cdot (T_H - T_0)}{T_H}$$

eficiencia de segunda ley

$$\eta_{pBC} = \frac{\dot{X}_{Q_H}}{W_{\text{ent}}}$$

La eficiencia anterior se puede determinar también de la siguiente manera:

$$\text{COP}_{\text{ReversibleBC}} = \frac{T_H}{T_H - T_L}$$

$$\eta_{\text{potencialesBC}} = \frac{\text{COP}_{\text{BC}}}{\text{COP}_{\text{ReversibleBC}}}$$

Anexo 12. Codificación en EES para el análisis y cálculo (4ra parte).

la tasa total de destrucción de exergía la cual se define como: la diferencia entre la exergía gastada (suministro de potencia) y la exergía recuperada (la exergía del calor transferido desde el medio a baja temperatura):

$$\dot{X}_{\text{destrucción total BC}} = \dot{W}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{Q}_H}$$

La destrucción total de exergía también se determina sumando las destrucciones de exergía en cada componente:

$$\dot{X}_{\text{destrucción total opción BC}} = \dot{X}_{\text{destrucción 12}} + \dot{X}_{\text{destrucción 23}} + \dot{X}_{\text{destrucción 34}} + \dot{X}_{\text{destrucción 41}}$$

$$I_{12} = \frac{\dot{X}_{\text{destrucción 12}}}{\dot{X}_{\text{destrucción total BC}}}$$

$$I_{23} = \frac{\dot{X}_{\text{destrucción 23}}}{\dot{X}_{\text{destrucción total BC}}}$$

$$I_{34} = \frac{\dot{X}_{\text{destrucción 34}}}{\dot{X}_{\text{destrucción total BC}}}$$

$$I_{41} = \frac{\dot{X}_{\text{destrucción 41}}}{\dot{X}_{\text{destrucción total BC}}}$$

Anexo 13. Imágenes térmicas de los principales componentes de DX-SAHP.

Imagen térmica punto A de la placa

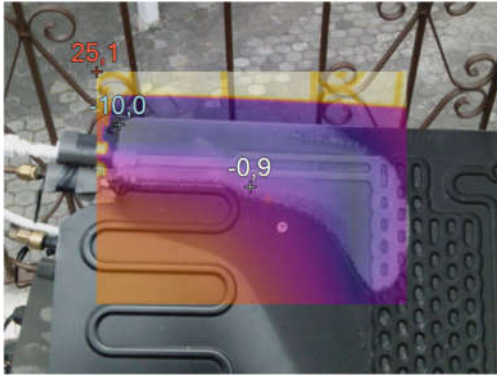


Imagen térmica punto B de la placa

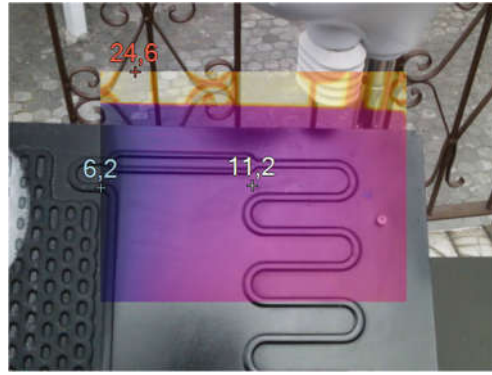


Imagen térmica punto C de la placa

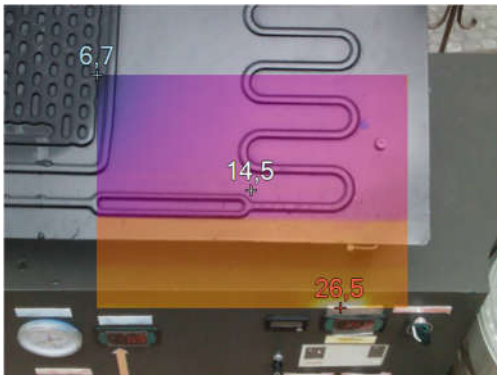
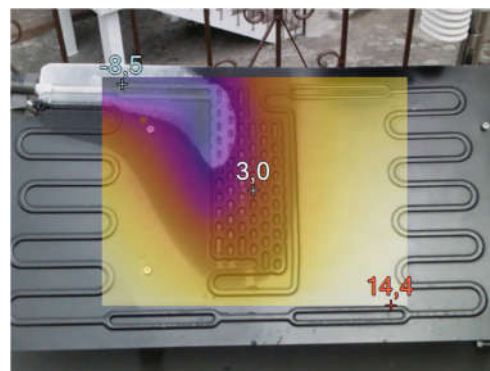


Imagen térmica punto D de la placa



Anexo 14. Imágenes térmicas de los principales componentes de la DX-SAHP.

Imagen térmica del condensador



Imagen térmica de la válvula de expansión electrónica

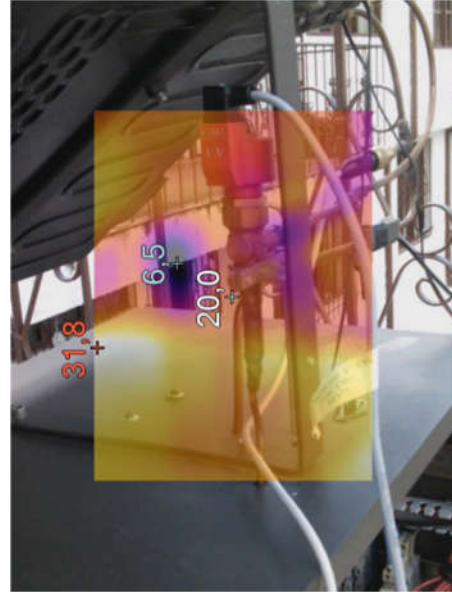
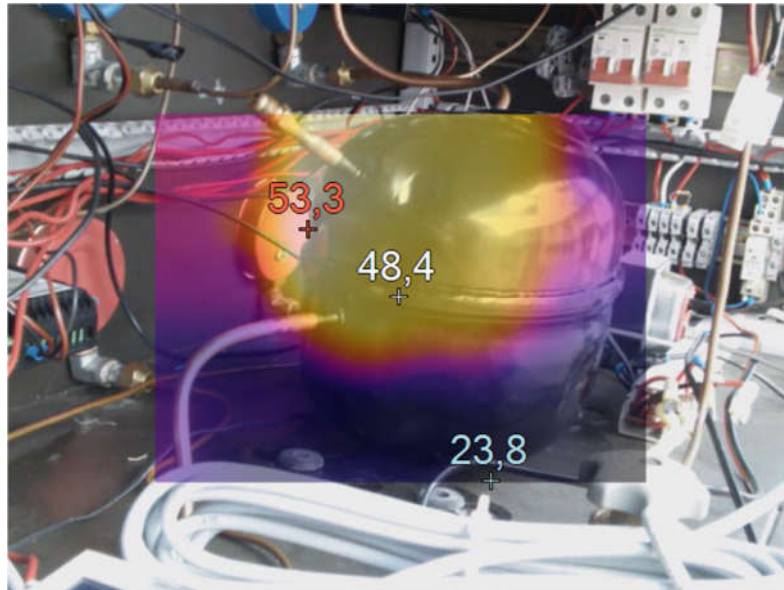


Imagen térmica del compresor



Anexo 15. Manual de mantenimiento.

- Verificar la presión de los manómetros de alta se encuentren en un rango de 50 a 75 [psi] y baja de 5 a 20 [psi] que se encuentren en los rangos mencionados cuando se encuentre funcionando antes de desconectar el equipo.



- Verificar el funcionamiento de los sondas de temperatura den medidas, antes desconectar el equipo.



- Verificar el amperaje del compresor no sea mayor a 1 amperio en funcionamiento



- Colocar en OFF los contactores que dan paso a la circulación de corriente.



- Revisar que no existan fugas de presión en todo el circuito, con un detector de fugas, o a su vez con agua jabonosa para descartar que existan micro fugas de gas



- Verificar que la sonda de temperatura se encuentre conectado en los puntos donde se quiere medir con exactitud las temperaturas.



- Verificar que la suelda de la conexión a la placa con la tubería no se encuentre fisurada.



- Cerrar las válvulas de paso de gas, para proceder a cambiar el filtro.



- Una vez que se cambie el filtro, se procede a abrir las válvulas de paso, para que circule gas, se conecta nuevamente a la batería, se prende los contactores para que circule energía y se realiza la prueba de funcionamiento.
- En caso que haya fugado gas al momento de cambiar el filtro y las presiones no estén acorde a los rangos de trabajo hay que cargar gas por medio del pitillo del compresor, hasta que tenga la presión requerida.



- El funcionamiento debe estar óptimo al seguir los pasos mencionados.

LIMPIEZA	
CAMBIO	
REVISIÓN	
FUNCIONAMIENTO	

ITEMS	SEMANAS																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
LIMPIEZA DE PLACA COLECTORA																								
LIMPIEZA DEL RECIPIENTE DE AGUA																								
LIMPIEZA DE LA ESTRUCTURA DEL SISTEMA																								
ZONAS DE CORROSIÓN																								
SUJECIÓN DE LOS TORNILLOS																								
ESTADO DE LA ESTRUCTURA																								
CARGA DE BATERIAS																								
AGUA DEL RECIPIENTE																								

Anexo 11. Datos tomados 05-07-2018.

hora	baja - evaporador				alta - condensador			
	gas		liquido		gas		liquido	
	temp(°C) 1	presion(psi)	temp(°C) 4	presion(psi)	temp(°C) 2	presion(psi)	temp(°C) 3	presion(psi)
11:35	-8,5	7	-21,1	10	29,2	35	8,082	30
11:40	-7,3	10	-12,9	14	35,4	45	12,8	35
11:45	-6,7	11	-9,487	16	40,4	50	17,04	40
11:50	-5,9	11	-6,384	18	44,7	50	20,9	45
11:55	-5,3	12	-3,537	20	48,1	55	24,44	50
12:00	-4,9	12	-3,537	20	49,7	60	24,44	50
12:05	-4,5	11	-3,537	20	51,4	60	27,73	55
12:10	-4,1	11	-4,935	19	53	65	27,73	55
12:15	-3,8	12	-4,935	19	55	70	30,8	60
12:20	-2,7	12	-4,935	19	55,3	70	33,69	65
12:25	-2,2	12	-3,537	20	57,1	75	33,69	65
12:30	-1,7	12	-4,935	19	57,3	75	36,41	70
12:35	-1,4	13	-4,935	19	59,2	80	39	75
12:40	-1,1	13	-3,537	20	58,4	80	39	75
13:15	19,1	15	-3,53	20	51,8	55	20,9	45
13:20	18,4	15	-4,93	19	52,8	55	24,44	50
13:25	17,5	14	-7,901	17	53	60	27,73	55
13:30	13,4	9	-21,1	10	52	60	27,73	55
13:35	12,8	6	-23,5	9	50	60	27,7	55
13:40	16,2	7	-23,5	9	53,3	65	30,8	60
13:45	12,9	6	-23,5	9	52,9	65	30,8	60
13:50	12	6	-26,17	8	52,2	65	30,8	60
13:55	10,1	6	-23,5	9	52,2	70	33,69	65
14:00	9,7	5	-29,11	7	52,9	70	33,69	65
14:05	9,3	5	-26,17	8	53	70	33,69	65
14:10	7,9	5	-26,17	8	53,4	75	36,4	70
14:15	6,3	5	-26,17	8	54,2	75	36,41	70
14:20	4,3	6	-23,5	9	54,4	75	36,41	70
14:25	2,9	5	-26,17	8	55,4	80	36,41	70
15:10	14	7	-23,52	9	39,6	50	20,9	45
15:15	14,3	7	-21,08	10	42,4	50	20,9	45
15:20	13,3	7	-23,52	9	44,8	50	20,9	45
15:25	18,8	7	-21,08	10	47	55	24,44	50
15:30	22,5	9	-16,72	12	50,3	55	24,44	50
15:35	15,1	8	-18,82	11	50,3	55	24,44	50
15:40	13,9	7	-21,08	10	50,2	60	27,73	55
15:45	12,8	7	-23,52	9	50,3	60	27,73	55
15:50	11,9	6	-23,52	9	50,4	65	30,8	60
15:55	11,1	6	-26,19	8	51,3	65	30,8	60
16:00	13,8	6	-26,19	8	51,2	65	30,8	60
16:05	12	6	-26,19	8	51,9	65	30,8	60
16:10	10,6	6	-26,19	8	52,2	70	30,8	60
16:15	11,1	5	-26,19	8	52,6	70	33,69	65
16:20	10,1	5	-26,19	8	52,6	70	33,69	65
16:25	9,9	5	-29,13	7	53,2	70	33,69	65
16:30	9,5	5	-29,13	7	52,6	75	33,69	65
16:35	6,1	5	-32,43	6	52,3	75	33,69	65
16:40	5,2	5	-29,13	7	52	75	36,42	70
16:45	1,8	5	-29,13	7	52,8	75	36,42	70

Anexo 12. Datos tomados 06-07-2018.

hora	baja - evaporador				alta - condensador			
	gas		liquido		gas		liquido	
	temp(°C) 1	presion(psi)	temp(°C) 4	presion(psi)	temp(°C) 2	presion(psi)	temp(°C) 3	presion(psi)
11:35	-8,3	7	-21,08	10	27,1	35	8,08	30
11:40	-7,5	8	-11,15	15	34,8	40	8,08	30
11:45	-6,7	10	-7,9	17	40,1	45	17,04	40
11:50	-6,2	11	-6,38	18	42,7	50	17,04	40
11:55	-5,9	11	-6,38	18	45,2	50	17,04	40
12:00	-4,7	11	-4,93	19	47,6	55	20,89	45
12:05	-4,1	12	-4,93	19	50,5	55	20,9	45
12:10	-3,8	12	-4,93	19	50,2	60	24,44	50
12:15	-2,3	12	-6,38	18	51,7	60	24,44	50
12:20	-1,8	13	-6,38	18	52,9	60	24,44	50
12:25	-1,5	13	-7,9	17	52,9	60	27,73	55
12:30	-1,1	13	-6,38	18	55,4	70	30,8	60
12:35	-0,6	14	-6,38	18	56,2	75	33,69	65
12:40	-0,2	14	-7,9	17	56	75	30,8	60
12:45	0,1	15	-7,9	17	56,7	75	30,8	60
12:50	0,6	15	-6,38	18	58	70	33,69	65
13:15	2,6	15	-3,53	20	51,8	55	20,9	45
13:20	2,6,4	15	-4,93	19	53	55	24,44	50
13:25	2,4,5	14	-7,9	17	53	60	27,73	55
13:30	13,4	9	-21,1	10	52	60	27,73	55
13:35	12,8	6	-23,5	9	50	60	27,7	55
13:40	16,2	7	-23,5	9	53,3	65	30,8	60
13:45	12,9	6	-23,5	9	52,9	65	30,8	60
13:50	12	6	-26,17	8	52,2	65	30,8	60
13:55	10,1	6	-23,5	9	52,2	70	33,69	65
14:00	9,7	5	-29,11	7	52,9	70	33,69	65
14:05	9,3	5	-26,17	8	53	70	33,69	65
14:10	10,2	5	-26,17	8	53,5	75	36,41	70
14:15	10,8	5	-26,17	8	54,1	75	36,41	70
14:20	10,5	6	-23,5	9	54,4	75	36,41	70
14:25	10,8	5	-26,17	8	55,4	80	36,41	70
15:10	8,8	8	-21,08	10	39,6	50	20,9	45
15:15	7,6	7	-21,08	10	42,4	50	17,04	40
15:20	13,3	7	-23,52	9	44,8	50	20,9	45
15:25	18,8	7	-21,08	10	47	55	24,44	50
15:30	22,5	9	-16,72	12	50,3	55	24,44	50
15:35	15,1	8	-18,82	11	50,3	55	24,44	50
15:40	13,9	7	-21,08	10	50,2	60	27,73	55
15:45	12,8	7	-23,52	9	50,3	60	27,73	55
15:50	11,9	6	-23,52	9	50,4	65	30,8	60
15:55	11,1	6	-26,19	8	51,3	65	30,8	60
16:00	13,8	6	-26,19	8	51,2	65	30,8	60
16:05	12	6	-26,19	8	51,9	65	30,8	60
16:10	10,6	6	-26,19	8	52,2	70	30,8	60
16:15	11,1	5	-26,19	8	52,6	70	33,69	65
16:20	10,1	5	-26,19	8	52,6	70	33,69	65
16:25	9,9	5	-29,13	7	53,2	70	33,69	65
16:30	9,5	5	-29,13	7	52,6	75	33,69	65
16:35	8,6	5	-29,13	7	52,3	75	33,69	65
16:40	10,2	5	-29,13	7	51,9	75	36,42	70
16:45	-0,1	4	-29,13	7	51,9	75	36,42	70

Anexo 13. Datos tomados 07-07-2018.

hora	baja - evaporador				alta - condensador			
	gas		liquido		gas		liquido	
	temp(°C) 1	presion(psi)	temp(°C) 4	presion(psi)	temp(°C) 2	presion(psi)	temp(°C) 3	presion(psi)
11:35	-7,1	5	-23,5	9	28,3	35	2,727	25
11:40	-6,4	9	-12,91	14	33,2	35	8,08	30
11:45	-5,9	11	-9,48	16	38,1	45	12,8	35
11:50	-5,1	11	-7,9	17	41,3	45	17,04	40
11:55	-4,6	12	-6,38	18	45,2	50	20,89	45
12:00	-4,1	12	-4,93	19	44,6	50	20,9	45
12:05	-3,8	11	-7,9	17	50,1	55	20,89	45
12:10	-3,4	12	-4,93	19	49,3	60	27,73	55
12:15	-3,1	13	-6,38	18	51,7	55	24,44	50
12:20	-2,4	13	-7,9	17	52,9	60	27,73	55
12:25	-1,9	14	-6,38	18	52,9	65	30,8	60
12:30	-1,4	13	-4,93	19	54,9	70	30,8	60
12:35	-0,9	15	-6,38	18	56,1	70	33,69	65
12:40	-0,6	14	-6,38	18	55,8	75	33,69	65
12:45	-0,2	15	-7,9	17	57,1	75	30,8	60
13:15	17	15	-3,53	20	51,8	55	20,9	45
13:20	17,4	15	-4,93	19	53	55	24,44	50
13:25	15,5	14	-7,9	17	53	60	27,73	55
13:30	4,4	9	-21,1	10	52	60	27,73	55
13:35	3,8	6	-23,5	9	50	60	27,7	55
13:40	7,2	7	-23,5	9	53,3	65	30,8	60
13:45	3,9	6	-23,5	9	52,9	65	30,8	60
13:50	3	6	-26,17	8	52,2	65	30,8	60
13:55	1,1	6	-23,5	9	52,2	70	33,69	65
14:00	0,7	5	-29,11	7	52,9	70	33,69	65
14:05	0,3	5	-26,17	8	53	70	33,69	65
14:10	1,2	5	-26,17	8	53,5	75	36,41	70
14:15	1,8	5	-26,17	8	54,1	75	36,41	70
14:20	1,5	6	-23,5	9	54,4	75	36,41	70
14:25	1,8	5	-26,17	8	55,4	80	36,41	70
15:10	8,8	8	-21,08	10	39,6	50	20,9	45
15:15	5,3	7	-21,08	10	42,4	50	20,9	45
15:20	3,3	7	-23,52	9	44,8	50	20,9	45
15:25	8,8	7	-21,08	10	47	55	24,44	50
15:30	12	9	-16,72	12	50,3	55	24,44	50
15:35	7	8	-18,82	11	50,3	55	24,44	50
15:40	4,9	7	-21,08	10	50,2	60	27,73	55
15:45	3,8	7	-23,52	9	50,3	60	27,73	55
15:50	2	6	-23,52	9	50,4	65	30,8	60
15:55	1,2	6	-26,19	8	51,3	65	30,8	60
16:00	4	6	-26,19	8	51,2	65	30,8	60
16:05	2	6	-26,19	8	51,9	65	30,8	60
16:10	0,6	6	-26,19	8	52,2	70	30,8	60
16:15	1,1	5	-26,19	8	52,6	70	33,69	65
16:20	0,1	5	-26,19	8	52,6	70	33,69	65
16:25	-0,1	5	-29,13	7	53,2	70	33,69	65
16:30	-0,5	5	-29,13	7	52,6	75	33,69	65
16:35	-1,2	5	-29,13	7	52,3	75	33,69	65
16:40	0,2	5	-29,13	7	51,9	75	36,42	70
16:45	-0,4	5	-29,13	7	52,8	75	36,42	70

Anexo 14. Datos tomados 08-07-2018.

hora	baja - evaporador				alta - condensador			
	gas		liquido		gas		liquido	
	temp(°C) 1	presion(psi)	temp(°C) 4	presion(psi)	temp(°C) 2	presion(psi)	temp(°C) 3	presion(psi)
11:35	-7,8	7	-23,52	9	28,1	35	-3,54	20
11:40	-7,1	8	-18,83	11	35,4	40	12,81	35
11:45	-6,7	10	-11,15	15	40,4	45	12,81	35
11:50	-6,3	13	-6,38	18	44,7	50	20,9	45
11:55	-5,9	14	-3,54	20	46,8	50	20,89	45
12:00	-5,2	14	-4,93	19	49,5	60	24,44	50
12:05	-4,7	15	-3,54	20	50,6	60	27,73	55
12:10	-4,3	15	-6,38	18	51,1	65	27,73	55
12:15	-3,9	14	-4,93	19	53	70	30,8	60
12:20	-3,5	13	-4,93	19	54,3	70	33,69	65
12:25	-2,9	12	-4,93	19	57,4	75	33,69	65
12:30	-2,3	12	-6,38	18	56,3	75	36,41	70
12:35	-1,6	11	-9,48	16	57,5	80	36,41	70
12:40	0,2	12	-11,15	15	59,2	80	39	75
13:15	18,1	15	-3,54	20	51,8	55	20,9	45
13:20	18,4	15	-4,93	19	53	55	24,44	50
13:25	16,2	13	-7,9	17	53,2	60	27	54
13:30	13,1	9	-21,34	10	52,1	60	27,73	55
13:35	12	6	-23,5	9	50	60	27,73	55
13:40	15	7	-23,5	9	53,3	65	30,8	60
13:45	9	6	-23,5	9	52,9	65	30,8	60
13:50	4	6	-26,17	8	52,2	65	30,8	60
13:55	3,1	6	-23,5	9	52,2	70	33,69	65
14:00	2,7	5	-29,11	7	52,9	70	33,69	65
14:05	1,3	5	-26,17	8	53,2	70	33,69	65
14:10	1,2	5	-26,17	8	53,5	75	36,41	70
14:15	1,8	5	-26,17	8	54,1	75	36,41	70
14:20	0,5	6	-23,5	9	54,5	75	36,41	70
14:25	-0,6	6	-26,17	8	55,4	80	35,88	69
15:10	9	8	-18,82	11	39,6	49	20,9	45
15:15	7,6	7	-21,08	10	42,4	50	17,04	40
15:20	6,5	7	-23,52	9	44,8	50	20,9	45
15:25	11,6	7	-21,08	10	47	55	24,44	50
15:30	12,6	9	-16,72	12	50,3	55	24,44	50
15:35	9,1	8	-18,82	11	50	55	24,44	50
15:40	7,7	7	-21,98	10	50,2	60	27,73	55
15:45	6,3	7	-23,52	9	50,3	60	27,73	55
15:50	4,9	6	-23,53	9	50,4	65	30,8	60
15:55	4,1	6	-26,19	8	51,3	65	30,8	60
16:00	6,7	5	-26,19	8	51,2	65	30,8	60
16:05	6	6	-26,19	8	51,9	65	30,8	60
16:10	4,6	6	-26,19	8	52,2	70	30,8	60
16:15	3,6	5	-26,19	8	52,6	69	33,69	65
16:20	1,3	5	-26,19	8	52,6	70	33,69	65
16:25	1,8	5	-29,13	7	53,2	70	33,69	65
16:30	0,5	5	-29,13	7	52,6	75	33,69	65
16:35	-0,4	5	-29,13	7	52,3	75	33,69	65
16:40	-0,1	4	-29,13	7	51,9	75	36,42	70
16:45	-0,8	4	-29,13	7	52,8	76	36,42	70