

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

**CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA**

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

**TEMA:
ANÁLISIS COMPARATIVO DEL RENDIMIENTO DE UNA BOMBA DE
CALOR DE EXPANSIÓN DIRECTA ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR
UTILIZANDO HIDROCARBUROS COMO FLUIDOS DE TRABAJO**

**AUTORES:
HENRY PAUL DELGADO VACA
DIEGO ROLANDO RECALDE DE LA TORRE**

**TUTOR:
WILLIAM GIOVANNY QUITIAQUEZ SARZOSA**

Quito, febrero de 2020

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Diego Rolando Recalde De La Torre, con cédula de ciudadanía N° 1725703993 y Henry Paul Delgado Vaca, con cédula de ciudadanía N° 1720347507, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “ANÁLISIS COMPARATIVO DEL RENDIMIENTO DE UNA BOMBA DE CALOR DE EXPANSIÓN DIRECTA ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR UTILIZANDO HIDROCARBUROS COMO FLUIDOS DE TRABAJO”, 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 digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Henry Paul Delgado Vaca

C.I.: 1720347507



Diego Rolando Recalde De La Torre

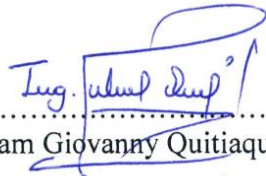
C.I.: 1725703993

Quito, febrero de 2020

DECLARATORIA DE COAUTORÍA

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Trabajo de Titulación: “ANÁLISIS COMPARATIVO DEL RENDIMIENTO DE UNA BOMBA DE CALOR DE EXPANSIÓN DIRECTA ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR UTILIZANDO HIDROCARBUROS COMO FLUIDOS DE TRABAJO”, realizado por Diego Rolando Recalde De La Torre y Henry Paul Delgado Vaca, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, febrero de 2020



.....
William Giovanni Quitiaquez Sarzosa

C.I.: 1721609764

DEDICATORIA

A mis padres, Jorge Recalde e Hilda De La Torre, quienes siempre han estado en todo momento aconsejándome, apoyándome en los momentos difíciles, ayudándome que no me falte nada nunca y brindándome amor durante todas las adversidades. Por tener la oportunidad de una educación digna y de calidad, confiando en mí y alentándome a cumplir mis metas. A mi esposa, Gabriela Coronel, por sus palabras de aliento, confianza, paciencia y amor para cuando he estado estresado y de mal carácter por situaciones adversas. A mi hijo Gael Recalde por su amor, cariño y ternura que me ha regalado todos los días, ya que con su inocencia me sacaba una sonrisa cuando más histérico estaba. A mis hermanos Jeymi, Edison, Jorge, Cristian que siempre estuvieron apoyándome de una u otra manera en los momentos más tormentosos diciéndome: “Sigue no te estanques, lucha por tus metas”. A los amigos y familiares por sus palabras de apoyo, en todo momento, diciendo: “Sigue ya terminas el camino cada vez se hace más corto para que logres cumplir tu meta”.

Diego

A mis padres, Marina y Carlos, quienes con sacrificio han demostrado su apoyo incondicional durante toda mi vida, compartiendo momentos felices y aconsejándome en las situaciones que más los necesito. Este proyecto de vida es para ustedes con amor, respeto y consideración. A mi hermano, Carlos, quien ha sido el motivo principal para esta lucha incansable de alcanzar todas mis metas, siempre serás mi mayor orgullo y todo el esfuerzo es para tu bienestar. A mi familia, Delgado Vaca, especialmente a mis abuelitos que con su aliento generan en mí, desempeño y dedicación en todos los ámbitos de la vida. A mi amiga Katherine, por estar siempre al pendiente de todas las situaciones de mi vida; en especial de mi carrera profesional, generando en mí fortaleza y firmeza... mi cariño infinito y admiración para ti.

Henry

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Politécnica Salesiana, por la formación académica, personal, impartida por cada uno de los docentes y personal administrativo de la Carrera de Ingeniería Mecánica, así como su ayuda durante el período de estudios universitarios.

Al Ingeniero William Quitiaquez, MSc., tutor del proyecto técnico, por brindarnos la oportunidad de desarrollar el tema de este proyecto, compartiendo su conocimiento, así como su tiempo para la ejecución y culminación del presente trabajo.

Diego y Henry

ÍNDICE DE CONTENIDO

| | |
|--|------|
| CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR..... | i |
| DECLARATORIA DE COAUTORÍA..... | ii |
| DEDICATORIA | iii |
| AGRADECIMIENTO | iv |
| ÍNDICE DE CONTENIDO..... | v |
| RESUMEN..... | xiii |
| ABSTRACT | xiv |
| INTRODUCCIÓN | 1 |
| CAPÍTULO I..... | 3 |
| MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO SOBRE SISTEMAS DX-SAHP PARA EL CALENTAMIENTO DE AGUA MEDIANTE EL EMPLEO DE ENERGÍA SOLAR...3 | |
| 1.1 Revisión de la literatura | 3 |
| 1.2 Calentamiento de agua en el sector residencial a nivel mundo..... | 7 |
| 1.3 Calentamiento de agua en el sector residencial en Ecuador | 7 |
| 1.4 Fuentes renovables de energía | 10 |
| 1.5 Energía solar..... | 11 |
| 1.6 Energía eólica..... | 11 |
| 1.7 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor..... | 11 |
| 1.8 Bomba de calor | 12 |
| 1.9 Bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar..... | 12 |
| 1.10 Colector/evaporador..... | 13 |
| 1.11 Compresor | 14 |
| 1.12 Condensador..... | 15 |
| 1.13 Válvula de expansión | 16 |
| 1.14 Válvula de expansión termostática..... | 17 |
| 1.15 Válvula de expansión electrónica..... | 18 |
| 1.16 Refrigerante..... | 19 |
| 1.17 Características de los refrigerantes R290 y R600a | 20 |
| 1.18 Normas ASHRAE | 21 |
| 1.19 Selección de alternativas | 21 |

| | |
|---|----|
| CAPÍTULO II | 28 |
| ANÁLISIS NUMÉRICO EN SISTEMAS DX-SAHP | 28 |
| 2.1 Compresor | 28 |
| 2.2 Compresor de velocidad variable | 28 |
| 2.3 Compresor de velocidad constante | 29 |
| 2.4 Evaporador solar de expansión directa..... | 33 |
| 2.5 Sistema colector/evaporador | 33 |
| 2.6 Condensador | 36 |
| 2.7 Válvula de expansión | 36 |
| 2.8 Masa de fluido refrigerante en el sistema DX-SAHP | 37 |
| CAPÍTULO III..... | 39 |
| ANÁLISIS DE DATOS EXPERIMENTALES..... | 39 |
| 3.1 Descripción del sistema..... | 39 |
| 3.2 Pruebas de funcionamiento | 41 |
| 3.3 Temperatura del agua | 42 |
| 3.4 Compresor | 44 |
| 3.5 Flujo másico | 45 |
| 3.6 Colector/evaporador | 47 |
| 3.7 Calidad del refrigerante | 53 |
| 3.8 Coeficiente de rendimiento | 55 |
| CONCLUSIONES..... | 59 |
| RECOMENDACIONES | 61 |
| REFERENCIAS | 62 |
| ANEXOS | |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1. Uso de sistemas solares en diferentes países | 7 |
| Figura 2. Porcentaje de calentamiento de agua por sistemas de paneles solares | 8 |
| Figura 3. Porcentaje de uso de sistemas con paneles solares en aplicaciones domésticas. | 9 |
| Figura 4. Sistemas de calentamiento de agua | 10 |
| Figura 5. Flujograma de una bomba Calor | 12 |
| Figura 6. Esquema de un sistema DX-SAHP..... | 13 |
| Figura 7. Colector / evaporador | 14 |
| Figura 8. Principio de operación de un compresor rotativo | 15 |
| Figura 9. Compresor rotativo hermético | 15 |
| Figura 10. Condensador de coraza envolvente y espiral vertical..... | 16 |
| Figura 11. Condensador espiral enfriado por agua | 16 |
| Figura 12. Esquema de una válvula de expansión | 17 |
| Figura 13. Válvula de expansión termostática | 18 |
| Figura 14. Válvula de expansión electrónica | 18 |
| Figura 15. Evolución de los refrigerantes | 19 |
| Figura 16. Esquema de evolución de los refrigerantes | 20 |
| Figura 17. Esquema colector solar de placa plana | 33 |
| Figura 18. Incremento de la temperatura del agua..... | 42 |
| Figura 19. Aumento de la temperatura del agua | 43 |
| Figura 20. Aumento de la temperatura del agua a) en el tiempo, b) con respecto a la radiación solar | 44 |
| Figura 21. Presión del refrigerante a la entrada y salida del compresor | 45 |
| Figura 22. Flujo másico del refrigerante | 46 |
| Figura 23. a) Presiones de trabajo en el compresor, b) comparativa del flujo másico..... | 47 |
| Figura 24. Temperatura del refrigerante a la entrada y salida del colector/evaporador... | 47 |
| Figura 25. Presión del refrigerante a la entrada y salida del colector/evaporador | 48 |
| Figura 26. Colector/evaporador a) temperatura de operación, b) presión de operación .. | 49 |
| Figura 27. Calor ganado por el colector/evaporador..... | 49 |
| Figura 28. Calor ganado por el colector/evaporador en función de la radiación solar | 50 |

| | |
|--|----|
| Figura 29. Calor ganado por el colector/evaporador a) en el tiempo, b) en función a la radiación solar | 51 |
| Figura 30. Eficiencia del colector/evaporador | 51 |
| Figura 31. Eficiencia del colector/evaporador en función de la radiación solar | 52 |
| Figura 32. Eficiencia del colector/evaporador a) en el tiempo, b) en función a la radiación solar | 53 |
| Figura 33. Calidad de vapor del refrigerante en el colector/evaporador | 54 |
| Figura 34. Calidad de vapor del refrigerante del R600a y R290 | 55 |
| Figura 35. Variación del COP | 56 |
| Figura 36. COP del sistema en función de la radiación solar | 56 |
| Figura 37. COP del sistema en función de la temperatura del agua | 57 |
| Figura 38. COP del sistema con respecto a) temperatura del agua, b) radiación solar ... | 58 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Propiedades físicas de los refrigerantes R290, R600a, R134a, R410A | 21 |
| Tabla 2. Propiedades ecológicas de los refrigerantes R12, R290, R600a..... | 22 |
| Tabla 3. Clasificación de los Refrigerantes R12, R290 y R600a de acuerdo con el nivel de seguridad | 22 |
| Tabla 4. Escala de valoración de acuerdo con las propiedades ecológicas..... | 23 |
| Tabla 5. Selección de alternativas | 23 |
| Tabla 6. Investigaciones acerca de los elementos de sistemas DX-SAHP | 24 |
| Tabla 7. Precisión e incertidumbre de instrumentos de medición en sistemas de bombas de calor | 25 |
| Tabla 8. Investigaciones realizadas en sistemas DX-SAHP | 26 |
| Tabla 9. Componentes del sistema analizado | 40 |
| Tabla 10. Valores de los parámetros climáticos utilizados | 41 |

NOMENCLATURA

| | |
|----------------------|---|
| W | Trabajo del compresor [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$] |
| P_{sus} | Presión a la entrada del compresor [Pa] |
| P_{des} | Presión a la salida del compresor [Pa] |
| K | Relación de los calores específicos constantes [Adimensional] |
| h_1 | Entalpia específica del refrigerante en la entrada del compresor [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$] |
| h_{2s} | Entalpia específica del refrigerante en la salida del compresor [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$] |
| h_2 | Entalpia específica del refrigerante en la salida del compresor [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$] |
| η_s | Eficiencia isotrópica del compresor [%] |
| P_1, P_2 | Cambios de la presión de succión del compresor [MPa] |
| v_1 | Volumen específico de succión del compresor [$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$] |
| q_e | Capacidad de refrigeración específica del refrigerador [W] |
| \dot{m}_{re} | El flujo másico del refrigerante en un compresor [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] |
| ρ_1 | Densidad del refrigerante en el compresor [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$] |
| n | Velocidad de rotación [rpm] |
| V_c | Volumen de desplazamiento del compresor [m^3] |
| η_v | Eficiencia volumétrica [%] |
| P_{comp} | Potencia consumida del compresor [kW] |
| \dot{W}_{cmp} | El consumo de energía en el compresor [$\text{kW}\cdot\text{h}$] |
| η_g | Eficiencia isotrópica global [%] |
| a_0, a_1, a_2, a_4 | Coefficientes de regresión [Adimensional] |
| η_v | La eficiencia volumétrica [%] |
| \dot{Q}_{ev} | Capacidad de enfriamiento [$\text{kW}\cdot\text{h}$] |
| \dot{V}_G | Flujo de volumen barrido geométrico [Adimensional] |

| | |
|-------------|--|
| q_v | Función de efecto frigorífico volumétrico [Adimensional] |
| COP | Coefficiente de rendimiento [Adimensional] |
| T_{wi} | Temperatura inicial del agua [°C] |
| T_{wf} | Temperatura final del agua [°C] |
| ρ_w | Densidad del agua [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$] |
| C_w | Capacidad de calentamiento de agua [Adimensional] |
| V_w | Volumen de agua dentro del tanque [m^3] |
| \dot{Q}_e | Ganancia de energía en un colector/evaporador [W] |
| A_e | Es el área del evaporador del colector solar [m^2] |
| F' | Es el factor de factor de efectividad del colector [Adimensional] |
| S | Es la radiación neta absorbida por unidad de área [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] |
| U_e | Es el coeficiente global de pérdida de calor [$\text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})^{-1}$] |
| \bar{T}_r | Temperatura promedio del fluido refrigerante [°C] |
| T_a | Temperatura ambiente del aire [°C] |
| F' | Factor de efectividad del colector [Adimensional] |
| w | Distancia entre los tubos del evaporador [m] |
| F | Eficiencia de la aleta [Adimensional] |
| D_o | Diámetro exterior [m] |
| D_i | Diámetro interior [m] |
| h_i | Coeficiente convectivo interno [$\text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})^{-1}$] |
| F | Eficiencia de la aleta [Adimensional] |
| δ | Grosor de la aleta [m] |
| k | Conductividad térmica [$\text{W}\cdot(\text{m}\cdot^\circ\text{C})^{-1}$] |
| S | Radiación solar absorbida por el colector [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] |
| a | Absorción solar, [Adimensional] |
| I | Intensidad de la radiación normal al evaporador [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] |

| | |
|----------------|--|
| ε | Emisividad [Adimensional] |
| σ | Constante de Stefan-Boltzmann [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-4}$] |
| T_r | Temperatura del refrigerante [$^{\circ}\text{C}$] |
| T_s | Temperatura del cielo [$^{\circ}\text{C}$] |
| Q_t | Balance de energía [W] |
| \dot{m}_w | Flujo másico del agua [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] |
| q_c | Calor expulsado del condensador [W] |
| C_{pa} | Calor específico del aire [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$] |
| T_c | Temperatura de condensación [$^{\circ}\text{C}$] |
| \dot{m}_{re} | Flujo másico [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] |
| C_{ed} | Factor de flujo [Adimensional] |
| A_{ed} | Área de la válvula de orificio [m^2] |
| P | Presión [Pa] |
| ρ | Densidad [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$] |
| c_{ed} | Factor de flujo [Adimensional] |
| m_r | Masa del refrigerante [kg] |
| m_e | Masa en el evaporador, [kg] |
| m_c | Masa en el condensador, [kg] |
| l | Líquido de dos fases [Adimensional] |
| v | Vapor de dos fases [Adimensional] |
| tp | Región de flujo de dos fases [Adimensional] |
| GWP | Potencial de Calentamiento Global [Adimensional] |
| ODP | Potencial de Agotamiento de Ozono [Adimensional] |
| ACS | Agua Caliente Sanitaria [Adimensional] |
| \square | |
| C_w | Tasa de capacidad calorífica, [$\text{kW}\cdot\text{K}^{-1}$] |

RESUMEN

El análisis comparativo del rendimiento de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar, utilizando refrigerantes R290 y R600a como fluidos de trabajo, para calentar agua de uso sanitario, es presentado en el presente documento. Las partes del sistema son un compresor, colector/evaporador, un condensador y una válvula de expansión electrónica, para el funcionamiento del sistema, el volumen de agua utilizado es de 5 litros, la carga de R290 y R600a corresponde a 90 y 60 g respectivamente, la temperatura promedio del agua a la que se calentó es de 45 °C. Se tomaron cuatro pruebas diarias y en intervalos de cinco minutos de las cuales se obtuvo una temperatura promedio del ambiente es 18 °C y una radiación equivalente a 437.4 W·m⁻², el tiempo que tarda el sistema en calentar el agua es de 20 minutos en el caso del refrigerante R290 y para el hidrocarburo R600a es de 45 minutos, se puede decir que el sistema es eficiente un 55 % más con el R290 que en el caso del R600a. El COP al finalizar el tiempo de calentamiento de agua con el R290 fue de 4.5 y 6.89 para el R600a. Los refrigerantes utilizados evitan el daño en la capa ozono y reducen las emisiones de gases de efecto invernadero debido a que el valor de ODP nulo y poseen un GWP muy bajo.

Palabras Clave: Bomba de calor, energía solar, compresor, colector/evaporador, condensador, válvula de expansión electrónica, refrigerante R290, agua caliente sanitaria.

ABSTRACT

The comparative analysis of the performance of a direct-expansion heat pump assisted by solar energy, using R290 and R600a refrigerants as working fluids, to heat water for sanitary use, is presented herein. The parts of the system are a compressor, collector / evaporator, a condenser and an electronic expansion valve, for the operation of the system, the volume of water used is 5 liters, the load of R290 and R600a corresponds to 90 and 60 g respectively, the average temperature of the water at which it was heated is 45 ° C. Four daily tests were taken and at five minute intervals of which an average ambient temperature was obtained is 18 ° C and a radiation equivalent to 437.4 W·m⁻², the time it takes for the system to heat the water is 20 minutes in the case of R290 refrigerant and for R600a hydrocarbon is 45 minutes, it can be said that the system is 55 % more efficient with R290 than in the case of R600a. The COP at the end of the water heating time with the R290 was 4.5 and 6.89 for the R600a. The refrigerants used prevent damage to the ozone layer and reduce greenhouse gas emissions due to the zero ODP value and have a very low GWP.

Keywords: Solar powered heat pump, compressor, collector/evaporator, condenser, electronic expansion valve, R290 coolant, sanitary hot water.

INTRODUCCIÓN

El constante aumento de la población para el año 2015 fue de 7.300 millones de habitantes y para el año 2030 según la Organización de las Naciones Unidas (ONU) [1], va a ser de 8.500 millones de habitantes, esto implica un mayor consumo de energía primaria y por ende el aumento de emisiones de dióxido de carbono (CO_2), en el año 2010 según el Banco Mundial [2], fueron de 33'472.376 kilos toneladas métricas (kt), y en 2014 ascendió a 36'138.285 kt. El uso inadecuado de hidroclorofluorcarbonos (HCFC) provoca una reducción de la capa de ozono e inducen el calentamiento global.

La disminución de reservas de combustibles fósiles no garantizan una independencia energética, una opción para reducir dichas emisiones y promover el uso de energías renovables es emplear una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar (DX-SAHP, por sus siglas en inglés) que utilice distintos refrigerantes ecológicos con el medio ambiente como son los hidrocarburos (HC) como fluidos de trabajo, con un potencial de calentamiento global (GWP, por sus siglas en inglés) de 3 y 0 % de potencial de daño a la capa de ozono (ODP, por sus siglas en inglés) en los refrigerantes R290 y R600a.

Ecuador es uno de los países que promueve la reducción del consumo de energía primaria, adicional pertenece desde el 26 de julio del 2016 al grupo de países adheridos al acuerdo de París [3], el cual trata de que generen nuevas fuentes de energía, limpias y sostenibles con el medio ambiente a fin de contribuir en la reducción de gases de efecto invernadero. La presente investigación se la realiza con la finalidad de fomentar el uso de energías renovables como la solar e hidrocarburos amigables con el ambiente como son el Propano (R290) e Isobutano (R600a) y verificar los diferentes coeficientes de rendimiento (COP) que se presentan a distintas condiciones ambientales.

El objetivo general es analizar comparativamente el rendimiento de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar utilizando hidrocarburos como fluidos de trabajo.

Los objetivos específicos son:

- Estudiar la información presentada en la literatura sobre bombas de calor de expansión directa asistidas por energía solar que utilicen refrigerantes del tipo hidrocarburo como fluidos de trabajo.
- Evaluar el funcionamiento de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar utilizando refrigerantes R290 y R600a a diferentes condiciones climáticas.
- Comparar el rendimiento de los refrigerantes R290 y R600a en una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar.

CAPÍTULO I

MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO SOBRE SISTEMAS DX-SAHP PARA EL CALENTAMIENTO DE AGUA MEDIANTE EL EMPLEO DE ENERGÍA SOLAR

Debido a los cambios climáticos y el calentamiento global provocado por la contaminación que producen los hidrocarburos no amigables con el medio ambiente se hace evidente el uso de los refrigerantes que no sean tóxicos, no inflamables, que tengan propiedades térmicas adecuadas y con un bajo impacto ambiental como son el R290 y R600a como alternativas de fluidos de trabajo en sistemas DX-SAHP produciendo una energía limpia.

1.1 Revisión de la literatura

Las acciones humanas, mediante el uso de combustibles no renovables, para el desarrollo energético y sus procesos derivados, aumentan las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI), dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), y metano (CH_4). El CO_2 es uno de los GEI más importantes por las grandes cantidades en las que se emite [4]; la flora tiene la capacidad de asimilar el carbono e incorporarlo a su estructura, es decir, lo fija y lo mantiene almacenado por largos periodos, a través de la fotosíntesis, por esta razón limpia el ecosistema [4].

Existe una gran variedad de estudios sobre el uso de hidrocarburos en sistema (DX-SAHP), los cuales dan detalles como el funcionamiento, capacidades, entre otros. Realizaron la evaluación experimental en China de un calentador de agua en los que consideran que el refrigerante R290 es un reemplazo para el R22 en un sistema DX-SAHP, debido a que las mezclas zeotrópicas de Hidrofluorocarbonos (HFC) que tienen el potencial para mejorar el rendimiento y eficiencia de los equipos en un 4.23 y 9.85 %, respectivamente, además presentan un aumento promedio en el COP de 7 %, teniendo así el valor del COP de 0.6 a 2 con una temperatura en la entrada del tanque que varía de 10 a 35 °C y una radiación solar de 50 a 780 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ [5].

Paradeshi et al. [6], realizaron el análisis termodinámico comparativo de los refrigerantes R22 y R290, en los que se refleja un COP de 2.06 y 2.79 respectivamente, considerando

una radiación solar de $460 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y una temperatura ambiente de $31.2 \text{ }^\circ\text{C}$. El refrigerante R290, presenta una relación de rendimiento del sistema DX-SAHP de 5.75% y una capacidad de calefacción reducida de 6.8% mayor al refrigerante R22, obteniendo que el refrigerante R290 es un hidrocarburo que tiene cero disminución de ozono y potencial de calentamiento global despreciable.

El estudio experimental de Kashif et al. [7], con refrigerantes R290 y R600a utilizados como sustitutos del R134a en un sistema DX-SAHP en donde las condiciones de prueba son, la temperatura del aire ambiente es $14.4 \text{ }^\circ\text{C}$ y la de entrada de agua al tanque $19.72 \text{ }^\circ\text{C}$, el COP que se obtiene es de 3.22 , 3.62 , 3.6 para el R600a, R290 y R134a, respectivamente. El tiempo de funcionamiento para cada refrigerante de 470 , 230 y 290 min para el R600a, R290 y R134a respectivamente, el R600a tiene el tiempo de ejecución más largo debido a que su capacidad volumétrica a $7.22 \text{ }^\circ\text{C}$ es de $1868.90 \text{ kJ}\cdot\text{m}^{-3}$.

Mani y Selladurai [8], comprobaron en un sistema de enfriamiento por compresión de vapor, que la mezcla del refrigerante R290 y R600a, tiene una capacidad de refrigeración del 35% más alta que el R12 y un 57.9% respecto al R134a, el COP aumentó en un porcentaje del 14.5% , a una temperatura evaporación de $40 \text{ }^\circ\text{C}$ y una presión de vapor de 1.3 MPa , teniendo así un COP promedio de 2.39 , Harby [9], demostró en un sistema de refrigeración el uso de los hidrocarburos R290 en remplazo del R12 y el R600a en lugar del R22, el refrigerante R290 con un sistema de carga de 20 kW y una temperatura ambiente de $17 \text{ }^\circ\text{C}$, aumentó el COP en un 3% , obteniendo así un COP de 2.57 respecto al R12. El hidrocarburo R600a con un sistema de carga de 265 kW a una temperatura de $18 \text{ }^\circ\text{C}$ obtuvo un COP de 2.85 con relación al R22. La evaluación de la capacidad de enfriamiento del refrigerante R290 en reemplazo del R22 en un sistema de aire acondicionado, a una temperatura de $33 \text{ }^\circ\text{C}$, obteniendo una disminución del consumo de energía del 17.8% , un aumento en el COP de 20.4% , una capacidad de carga de 4.9 kW , llegando a tener un COP en el sistema de 3.13 [10].

Duarte et al. [11], realizaron la comparación experimental en un sistema DX-SAHP utilizando como refrigerante el R290 y el R134a se presentó una radiación solar promedio

de $500 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, una temperatura ambiente de $25 \text{ }^\circ\text{C}$, una velocidad del viento de $4.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, la temperatura final del agua en el sistema incrementa de 25 a $65 \text{ }^\circ\text{C}$ y el COP aumenta en 1.6% respecto al R134a, teniendo así un COP del sistema de 2.91 .

Se realizaron pruebas de funcionamiento en un sistema DX-SAPH para calentar agua utilizando el refrigerante R290 como fluido de trabajo, teniendo un COP del sistema de 3.63 con una potencia de calentamiento 15 kW , a una temperatura de entrada del agua de $23 \text{ }^\circ\text{C}$, llegando a lograr calentar el agua hasta $60 \text{ }^\circ\text{C}$ [12]. En un estudio realizado por Gang et al. [13], probaron la mezcla de los hidrocarburos R290 y R600a como fluido de trabajo en un sistemas DX-SAPH para refrigeración, obtuvieron una mejora en el sistema del 10.55% , la capacidad volumétrica aumentó en un 9.7% y el COP incrementó en un 13.6% , obteniendo un valor del COP de 2.87 a una temperatura de entrada de $25 \text{ }^\circ\text{C}$, llegando hasta los $-16 \text{ }^\circ\text{C}$ de refrigeración.

Valerius et al. [14], evaluaron la mezcla de los hidrocarburos R290 y R600a en sistema de refrigeración de 7.5 litros de líquido, logrando aumenta en un 25% el caudal de enfriamiento respecto al R12, a una temperatura de entrada de $30 \text{ }^\circ\text{C}$ y bajar hasta $3 \text{ }^\circ\text{C}$ la temperatura, tiene un potencia máxima de entrada en el sistema de 2.2 kW y un aumento del COP del 20% , llegando a tener un COP de 5.49 en 20 minutos de funcionamiento del sistema.

En un estudio se compararon el uso de los hidrocarburos R1234, R600a, R290, R152a y R134a como fluidos de trajo en sistemas de refrigeración hermética, teniendo una mejora en la eficiencia volumétrica de 7.5% , un aumento de la capacidad de enfriamiento del 67.4% y un incremento del COP del 12.6% del R290 y R600a respecto a los demás refrigerantes, llegando a tener un COP de 3.45 del R290 y 2.70 del R600a, con una temperatura en la entrada de $19.4 \text{ }^\circ\text{C}$ y logrando enfriar hasta $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ el sistema de refrigeración [15].

Jamie et al. [16], realizaron el análisis en un sistema para calefacción o enfriamiento doméstico, teniendo un COP de 3.5 a una temperatura de entrada de $15 \text{ }^\circ\text{C}$, logrando aumentarla hasta los $40 \text{ }^\circ\text{C}$ y un COP de 6 , con una temperatura de entrada de $20 \text{ }^\circ\text{C}$,

logrando reducirla hasta los $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, el sistema funcionó para estos valores en 6 minutos. En un sistema DX-SAHP para calentar 200 litros de agua de uso doméstico, en verano se obtuvo un COP de 5.55 logrando calentar el agua desde $28\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta los $60.2\text{ }^{\circ}\text{C}$, a una radiación solar de $736\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y una velocidad de viento de $2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ en un tiempo de 6 horas, también en invierno se obtuvo un COP promedio de 4 logrando calentar el agua desde los $14\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta los $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una radiación solar de $352\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y una velocidad de viento de $1.5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, en un tiempo de 5.5 horas [17].

Chaochao et al. [18], realizaron una simulación del comportamiento de una mezcla zeotrópica con refrigerantes R290 y R600a en un sistema DX-SAHP, los resultados de la simulación muestran que con una radiación solar alta la temperatura de saturación en la entrada del condensador oscila entre $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, se produce un 28 a 33 % más de COP respecto a una radiación solar baja, la capacidad de calefacción volumétrica de 22 a 47 % más alta a una temperatura de salida del evaporador fija de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, esto determina que aumentando la intensidad de la radiación es beneficioso para el rendimiento de la bomba de calor.

Ghoubali et al. [19], determinan que debido a la inflamabilidad y severas regulaciones del uso de hidrocarburos, se requieren mejoras en el diseño y optimización de componentes en instalaciones de bombas de calor para uso doméstico, se probaron tres tipos de condensadores: intercambiadores de calor de micro canales de tubo D, enrollado en rollo y de tanque enrollado, el mejor resultado se obtiene con el condensador enrollado en rollo con una carga de 224 g, el COP corresponde a 3.17 y el tiempo de calentamiento de 6.5 a 7 h.

Paradeshi et al. [20], evaluaron la posible alternativa de uso del R290 respecto al R22 un sistema DX-SAHP donde se determinó que el consumo de energía del compresor y la capacidad de calefacción para R290 son menores aproximadamente el 11 y el 5.4 %, respectivamente, en comparación con R22, la relación de rendimiento energético de R290 es aproximadamente un 6.8 % más alta en comparación con R22, los resultados confirman que el uso del R290 en un sistema DH-SAHP es más eficiente y amigable con el medio ambiente respecto al R22.

Mohanraj et al. [21], realizaron análisis de sistemas DX-SAHP donde muestran que para un sistema de capacidad 150 litros, las mayores pérdidas de trabajo útil ocurren en el compresor y en el evaporador/recolector, seguidos por el condensador y válvula de expansión, COP promedio de la bomba de calor y la eficiencia del colector/evaporador son 1.08 y 5.25, respectivamente. En un análisis adicional se evaluó el desempeño de un sistema DX-SAHP en la ciudad de Pollachi en India, los resultados muestran que el COP se encuentra en el rango promedio de 2.75.

1.2 Calentamiento de agua en el sector residencial a nivel mundo

La alta sustentabilidad de los sistemas DX-SAHP, ha generado una alta aceptación en el mercado a nivel mundo [23]. En la Figura 1 se observa la proporción de uso de sistemas de calefacción solar en diferentes países [22]. En el sector de la edificación, que incluye edificios residenciales como no residenciales, presenta un mayor potencial de ahorro energético, a pesar de que la demanda de energía en los edificios se puede reducir a la mitad, e incluso hasta un 75 %, empleando las actuales soluciones e innovaciones tecnológicas [23].

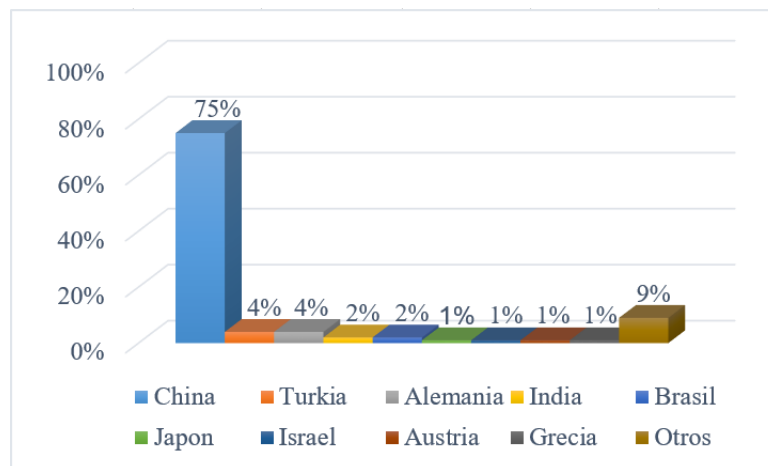


Figura 1. Uso de sistemas solares en diferentes países [22].

1.3 Calentamiento de agua en el sector residencial en Ecuador

En los hogares ecuatorianos especialmente en la sierra se utiliza energía eléctrica y calefones para el calentamiento de agua, poco se utilizan calentadores solares [22]. Los

combustibles fósiles son los energéticos más utilizadas en sistemas de calentamiento de agua, todos acumulan un 66 % de la energía utilizada para estos usos, las fuentes eléctrica acumulan el 22 % del consumo y escasamente el 12 % es de energías renovables [23]; el uso promedio de agua caliente en un hogar es de 40 litros por persona, figurando un consumo de energía del 30 al 40 % en el hogar [23]. De acuerdo con Guamán et al [22], el número de clientes residenciales bordeaba los 3.36 millones, de los cuales 3.28 millones (97.57 % de los abonados) tenían consumos mensuales menores de los 500 kW·h·mes⁻¹ y consumieron, un promedio de 98 kW·h·mes⁻¹, en tanto que el 2.43 % de clientes (82000) tuvieron consumos mayores de los 500 kW·h·mes⁻¹, con promedio de consumo superior a los 850 kW·h·mes⁻¹. Debe anotarse que un 0.22 % de clientes (6500), catalogados dentro de los clientes con consumos superiores a los 1500 kW·h·mes⁻¹, efectivamente consumieron un promedio de 2500 kW·h·mes⁻¹, el valor de venta al público de la bombona de 15 kg de GLP para uso familiar es de USD 3, así como el valor de la tarifa eléctrica de uso doméstico es de USD 0.096 por kW·h.

Durante el año 2013, el 94 % de la energía correspondiente para DX-SAHP fueron desarrollados para el calentamiento de agua de uso residencial [22]; la Figura 2 presenta, el 84 % corresponde a viviendas de una sola familia y el 10 % para viviendas multifamiliares, hoteles y escuelas. Sin embargo para calefacción de piscinas tuvo una utilización del 4 % y el 2 % restante se utilizó en sistemas mixtos [22].

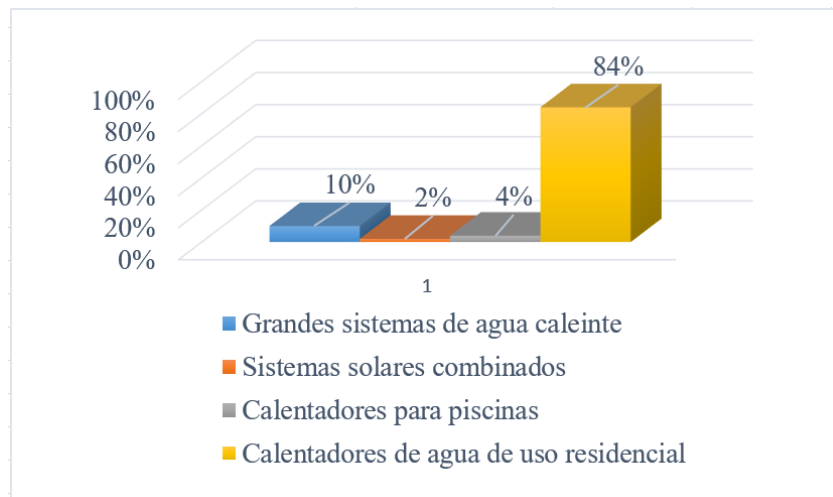


Figura 2. Porcentaje de calentamiento de agua por sistemas de paneles solares [22].

Debido al conocimiento y aplicaciones que tiene la utilización de sistemas solares las personas a nivel mundo van adoptando avances tecnológicos, como se muestra en la Figura 3, el 43 % de las personas lo usan para calefacción en países de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico (OCDE) mientras que el 27 % en países que no pertenecen a la OCDE, el 7 y 4 % utilizan para enfriamiento de espacios, el 15 y el 20 % utilizan para calentamiento de agua de uso sanitario, el 3 y el 29 % usan para la parte de cocina, el 8 y 7 % utilizan para sistemas de encendido, el 11 y 9 % utilizan para accesorios, finalmente el 13 y 4 % se utilizan para otras aplicaciones, respectivamente [7].

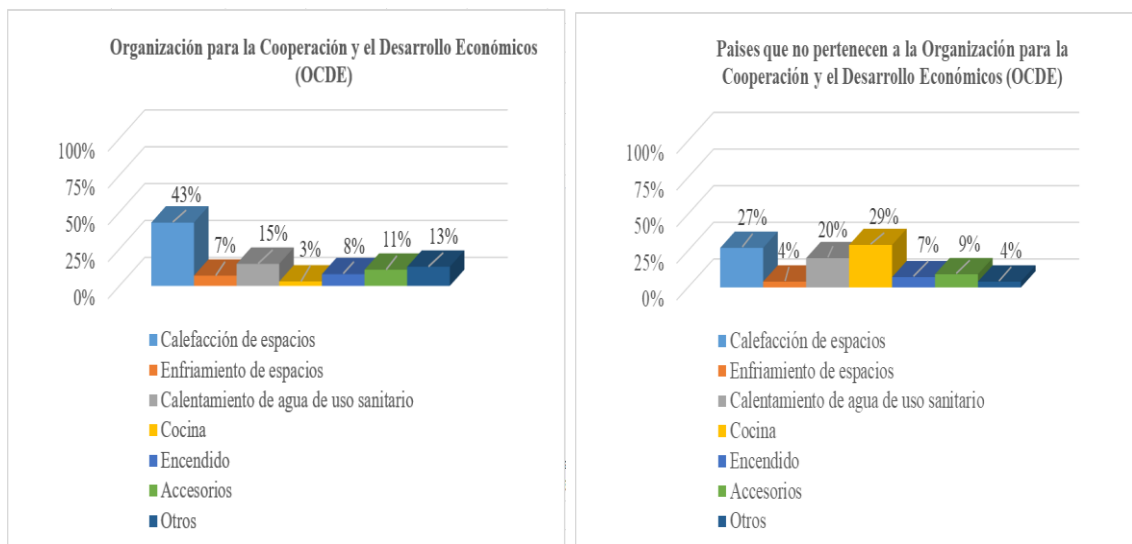


Figura 3. Porcentaje de uso de sistemas con paneles solares en aplicaciones domésticas [7].

La mejora de la eficiencia energética en el asunto de calentamiento de agua residencial es debido al uso de las diferentes fuentes de energía limpias [22]. Mejorar el rendimiento energético con las tecnologías de calentamiento de agua tiene una significativa consecuencia en el gasto energético y en el valor económico para los consumidores [22]. A continuación, se muestra en la Figura 4 diferentes sistemas de calentamiento de agua.

| Sistemas de agua caliente | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Combustión sólida | | Gasóleo | | Electricidad | | Energía solar | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
| Leña | Carbón | Gas natural | GLP | Resistencia | Inducción | Paneles planos | Tubos de vacío |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
| Caldera de Leña | Caldera de carbón | Calentador de gas Natural | Calentador de gas LP | Termo Eléctrico | Sistema de inducción | Termo sifón | Acumulación forzada |
| Eficiencia | | | | | | | |
| 40% | 60% | 45% | 55% | 65% | 95% | 50% | 70% |

Figura 4. Sistemas de calentamiento de agua [22].

1.4 Fuentes renovables de energía

Es la energía originaria de fuentes renovables, siendo virtualmente inagotable y amigable con el medio ambiente a estas energías se podría mencionar [24]; entre ellas se encuentran la energía eólica, solar, biomasa e hidráulica, geotérmica y las energías procedentes del mar [24], el aumento en el consumo de energía renovable reducen las emisiones. Sin embargo, cuando se considera la desigualdad del ingreso nacional, encontramos si aumenta la desigualdad, el consumo de energía renovable se asocia con una disminución mucho mayor de las emisiones McGee y Greiner [25], la energía renovable puede ser menos costosa y socialmente más beneficiosa en muchas situaciones del Tercer Mundo, y su uso debe considerarse muy en serio, pero no debe instalarse a menos que sea útil [26].

1.5 Energía solar

Es considerada como una fuente de energía limpia, originada a partir del beneficio de la radiación solar procedente del sol [27]. El calor y la luz del sol se pueden beneficiar por diversos medios receptores como células fotovoltaicas, colectores térmicos, pudiendo convertirse en energía eléctrica o térmica [27]. El atractivo principal de la energía eléctrica solar es la cantidad de energía disponible para la conversión en electricidad. Dado el uso actual de energía y la población mundial, suficiente radiación solar cae sobre la superficie terrestre en cualquier momento para proporcionar un promedio de 20 GW de energía a cada persona [28].

1.6 Energía eólica

Álvarez [29], menciona que la energía eólica es una fuente de energía limpia que se obtiene del adaptación de la energía cinética de las masas del aire, se transforma en energía mecánica y a partir de ella en electricidad [29]. El calentamiento de la superficie terrestre debido a la operación de la radiación solar es el vital promotor vientos. En las regiones ecuatoriales se produce una mayor absorción de radiación solar que en las polares; el aire caliente aumenta en los trópicos es sustituido por las masas de aire fresco superficiales derivada de los polos [29]. Si aumenta la temperatura terrestre, aumenta la fuerza de empuje del viento, el aumento de la radiación solar en un colector/evaporador mejora el rendimiento del sistema debido a que la temperatura ambiente es más elevada que la temperatura del refrigerante, debido a que el refrigerante disminuye el calor en espacios cerrados, aislados y mejora la eficiencia del sistema [30].

1.7 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Es un ciclo que trabaja entre un medio de baja temperatura (T_L) correspondiente al evaporador y un medio de alta temperatura (T_H) correspondiente al condensador. En este tipo de ciclos el coeficiente de rendimiento (COP) es inversamente proporcional a la diferencia de temperaturas T_H , T_L [31].

1.8 Bomba de calor

Máquina térmica que utiliza refrigerantes como fluido de trabajo en un ciclo termodinámico cerrado como presenta la Figura 5, transfiere calor del entorno natural, invirtiendo el flujo natural del calor, de modo que fluya de una temperatura más baja a una más alta [33], tiene un circuito frigorífico clásico (compresor, condensador, sistema de expansión y evaporador) y no la que se absorbe en el evaporador es fuente fría [33].

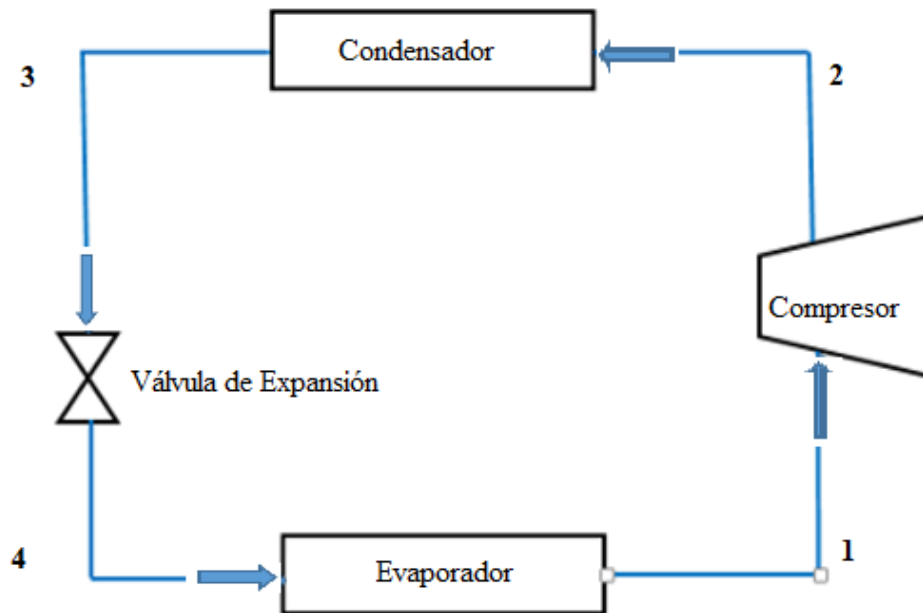


Figura 5. Flujograma de una bomba Calor [9].

1.9 Bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar

Debido al aumento de la preocupación de los problemas ambientales y fósiles se torna la utilización de sistemas DX-SAHP, mismas que Hua et al. [35], tienen un gran potencial para varias aplicaciones y son conductivas para el medio ambiente al utilizar energía ambiental de baja temperatura y radiación solar, utiliza un refrigerante como fluido de trabajo en el colector solar el cual elimina los problemas de corrosión, la expansión del refrigerante reduce significativamente la temperatura de su superficie, esto reduce las pérdidas de calor del colector a los alrededores. Gorozabel y Carbonell [36] mencionan que un sistema DX-SAHP es un sistema de transformación de energía que es

utilizado para aplicaciones de calentamiento de agua, aire para climatizar edificios, desalinización de agua, secado solar entre otras [36], como se observa en la Figura 6.

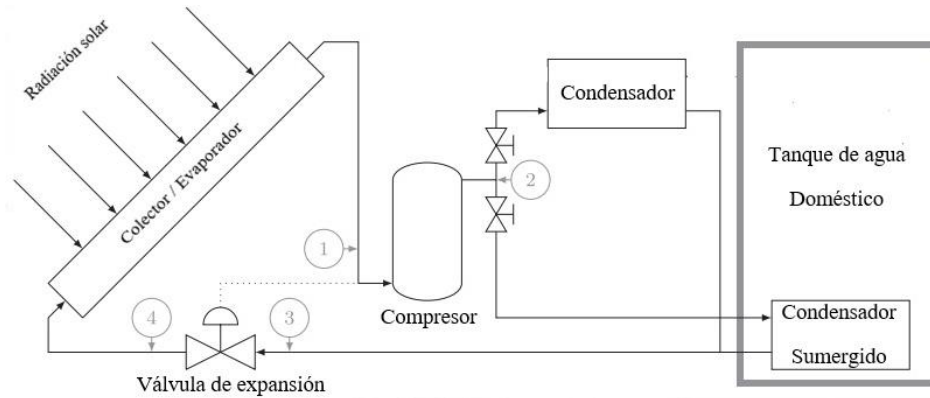


Figura 6. Esquema de un sistema DX-SAHP [11].

1.10 Colector/evaporador

Componente que obtiene el calor del sol, los principales parámetros que se toma en cuenta para su implementación son la eficiencia, área, [37]; propiedades de los refrigerantes, condiciones ambientales, temperatura del agua, temperatura de evaporación de refrigerantes, se lo clasifica como colectores solares planos con y sin capa de vidrio, los colectores sin capa de vidrio posee mayor rendimiento y atrapa de mejor manera la radiación solar [37]. Una vez que se obtiene el calor del sol, en el evaporador, el líquido se vaporiza a presión y temperatura constante, a medida que el calor suministrado como calor latente de vaporización pasa desde el espacio refrigerado a través de las paredes del evaporador hasta el líquido vaporizado [38].

El sobrecalentamiento es una condición en donde el fluido refrigerante completamente evaporado (vapor saturado) absorbe más calor y pasa a ser vapor sobresaturado [39]. Según Bohn [40], los datos de sobrecalentamiento recomendados a la salida del colector/evaporador son 6.6 a 8.3 °C cuando utiliza el R134a como fluido de trabajo, cuando el sobrecalentamiento en el colector/evaporador es alto existe una caída de presión en el evaporador disminuyendo la vaporización, se puede medir la temperatura y presión de la línea de succión al final de la válvula de expansión termostática, luego se convierte

la presión obtenida a temperatura de saturación del evaporador con tablas de presión vs temperatura, finalmente se resta la temperatura de saturación a la de la línea de succión, el valor del sobrecalentamiento se puede modificar al abrir o cerrar la válvula de expansión termostática, como se observa en la Figura 7.

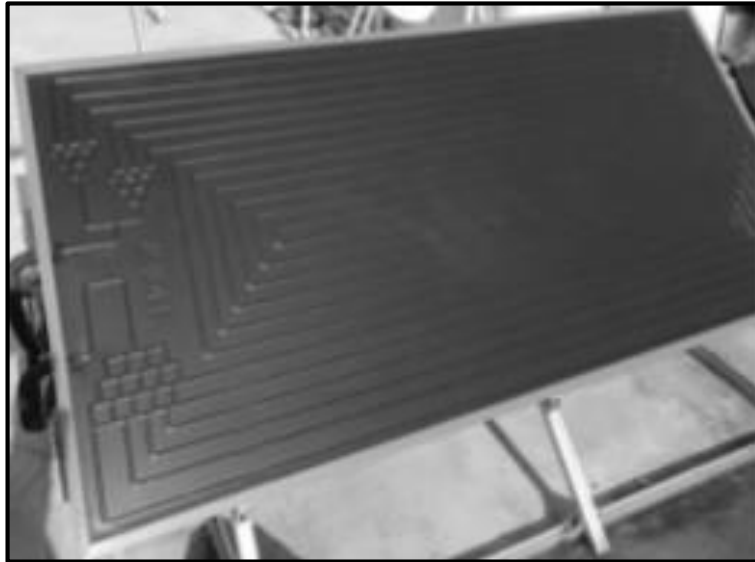


Figura 7. Colector / evaporador [41].

1.11 Compresor

Los compresores son equipos industriales como se muestra en las Figuras 8 y 9 que se utilizan para aumentar la presión de un fluido que se encuentra en estado gaseoso [42]. Es un componente muy delicado y complicado de la instalación, siendo objeto de controles y comprobaciones sistemáticas, es el único componente del sistema de calor que necesita gastar energía mecánica [42]. El refrigerante de estado gaseoso y normalmente sobrecalentado procedente del evaporador pasa de estado gas a líquido en el condensador transmitiendo su temperatura al espacio, se puede aumentar la presión sin que incremente la temperatura, aunque el compresor sea ideal isotrópico, los principales parámetros determinantes en los compresores son la eficiencia y velocidad [33].

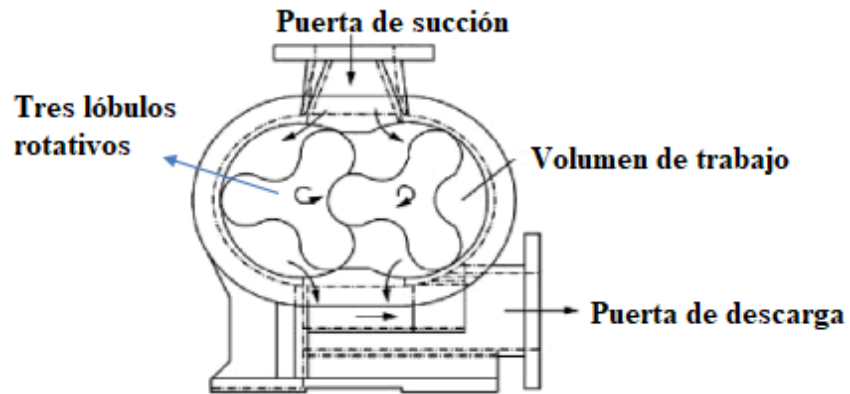


Figura 8. Principio de operación de un compresor rotativo [43].



Figura 9. Compresor rotativo hermético [44].

1.12 Condensador

Rey et al [33], menciona que el condensador es un intercambiador de calor en el cual el fluido de trabajo que procede del compresor en estado de gas sobrecalentado a una alta temperatura la cual es transmitida a un espacio que puede ser aire o agua como se muestra en la Figura 10 y 11. Esta refrigeración provoca la condensación del refrigerante. La transferencia de calor se favorece mediante el uso de tubos aleteados o ventiladores [33]. En el condensador se efectúa la condensación del refrigerante gaseoso (un cambio de estado físico del refrigerante) que proviene del compresor, aquí se recibe al refrigerante a la mayor presión que se produce dentro de la línea del refrigerante, hasta aquí el fluido ya tomó el calor del producto y es necesario deshacerse de esta energía para volver a utilizarlo [45].

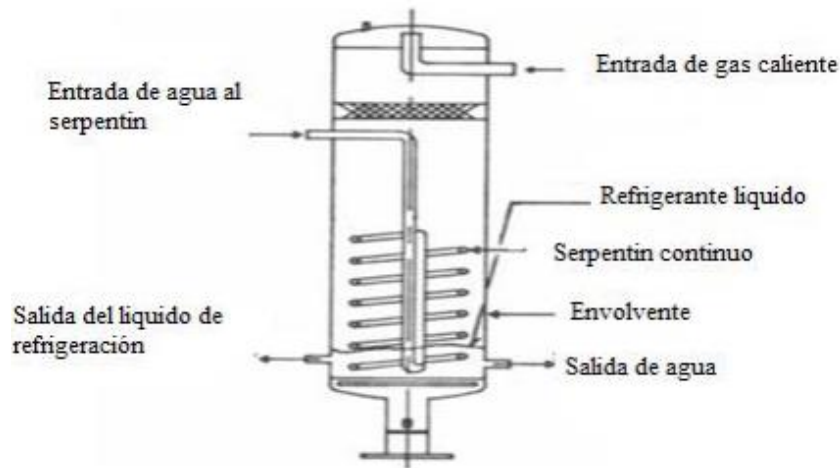


Figura 10. Condensador de coraza envolvente y espiral vertical [46].



Figura 11. Condensador espiral enfriado por agua [47].

1.13 Válvula de expansión

Esta parte del sistema se encarga de regular la cantidad de refrigerante que va a pasar al evaporador, como se observa en la Figura 12 , también permite hacer pasar al refrigerante líquido a alta presión que viene del depósito del refrigerante a una zona de baja presión a la entrada del evaporador [45].La válvula de expansión es de varios tipos, según sus funciones demostraron ser altamente efectivas en el rendimiento del compresor y el caudal másico del fluido de trabajo, además del termostático ampliamente utilizado, el tipo electrónico también tiene utilizado en sistemas SAHP, existe una válvula de expansión electrónica con un controlador y un compresor de velocidad variable se recomiendan para

ser empleados en un sistema SAHP con el fin de mantener un alto rendimiento del sistema, fiabilidad del sistema y un ajuste adecuado entre colector solar y compresores [48].

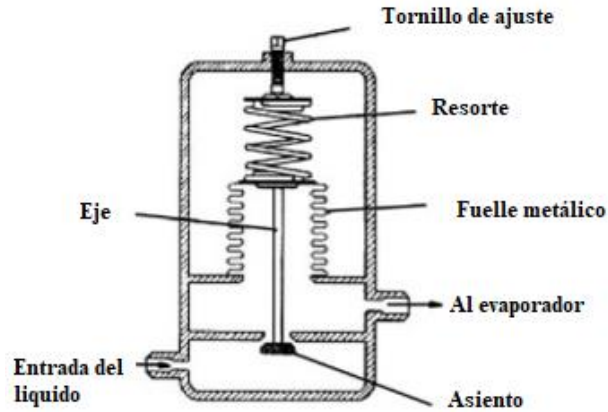


Figura 12. Esquema de una válvula de expansión [33].

1.14 Válvula de expansión termostática

Se encarga de controlar el flujo, debido a un componente térmico sensible, un bulbo, con el que controla el calentamiento del fluido de trabajo [31]. El recalentamiento es indispensable con la finalidad de que el refrigerante no se encuentre en fase líquida a la salida del evaporador, el cual podría llegar al compresor y dañarlo gravemente [44] como se muestra en la Figura 13. Se localiza en la línea de líquido, entre el condensador y el evaporador, provoca una reducción de presión y temperatura en el fluido de trabajo para que pueda intercambiar calor con el ambiente [48].

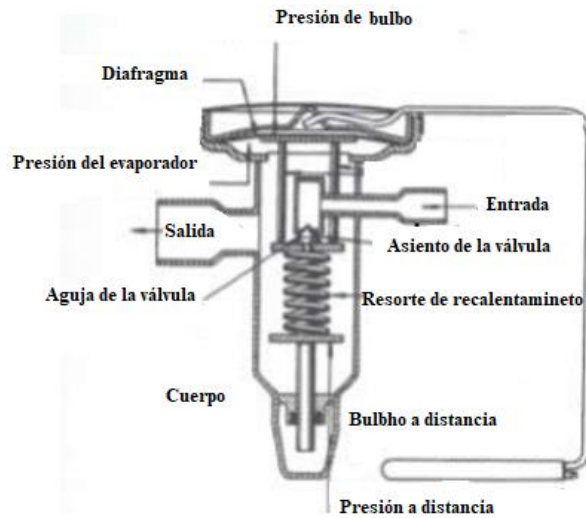


Figura 13. Válvula de expansión termostática [44].

1.15 Válvula de expansión electrónica

Esta válvula demuestra una mejor respuesta que la válvula de expansión termostática puesto que requiere una caída de presión mínima entre la presión de condensación y evaporación [49]. La válvula de expansión electrónica es un controlador y un compresor de velocidad variable son recomendables reparado para ser empleado en un sistema DX-SAHP con el fin de mantener un alto rendimiento del sistema, como indica la figura 14, fiabilidad del sistema y una combinación adecuada entre colector solar y compresores [48].

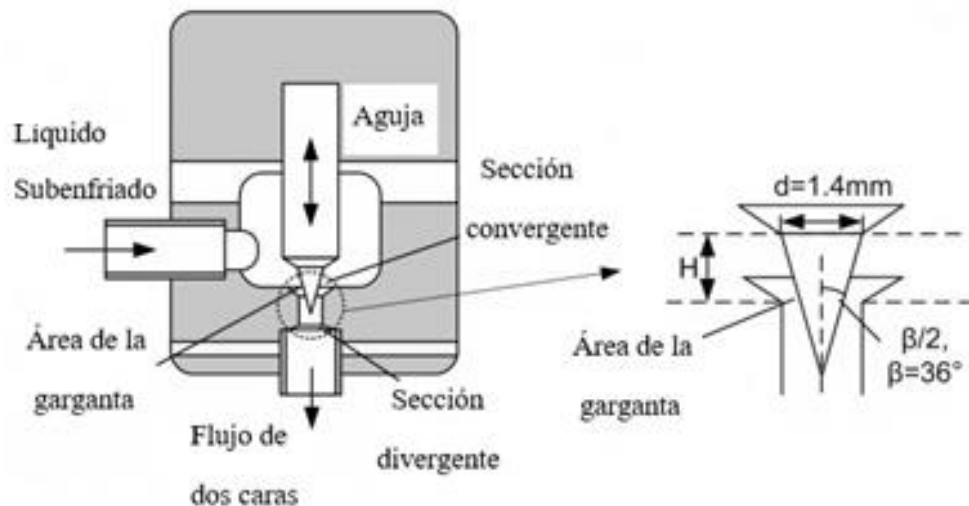


Figura 14. Válvula de expansión electrónica [49].

1.16 Refrigerante

Sustancia que actúa como enfriador [32]; el refrigerante trabaja por compresión mecánica con atributos que ayudan a la evaporación de un fluido y compresión del vapor, se absorbe calor cuando el fluido se evapora a bajas temperaturas y presiones hasta llegar a condensarse a altas temperaturas y presiones [50]. Un refrigerante debe ser una sustancia que se evapore a baja presión y condense a alta presión, intentando que la diferencia de presiones no sea excesiva y con esto evitar una potencia de compresión muy elevada que encarezca el proceso [51].

A medida del paso del tiempo se han desarrollado diversos fluidos refrigerantes como muestra la Figura 15, dando inicio en el año 1830 con el primer sistema frío de compresión, para finalizar en 2019 con la inclusión de los HFC en el protocolo de Montreal [52].

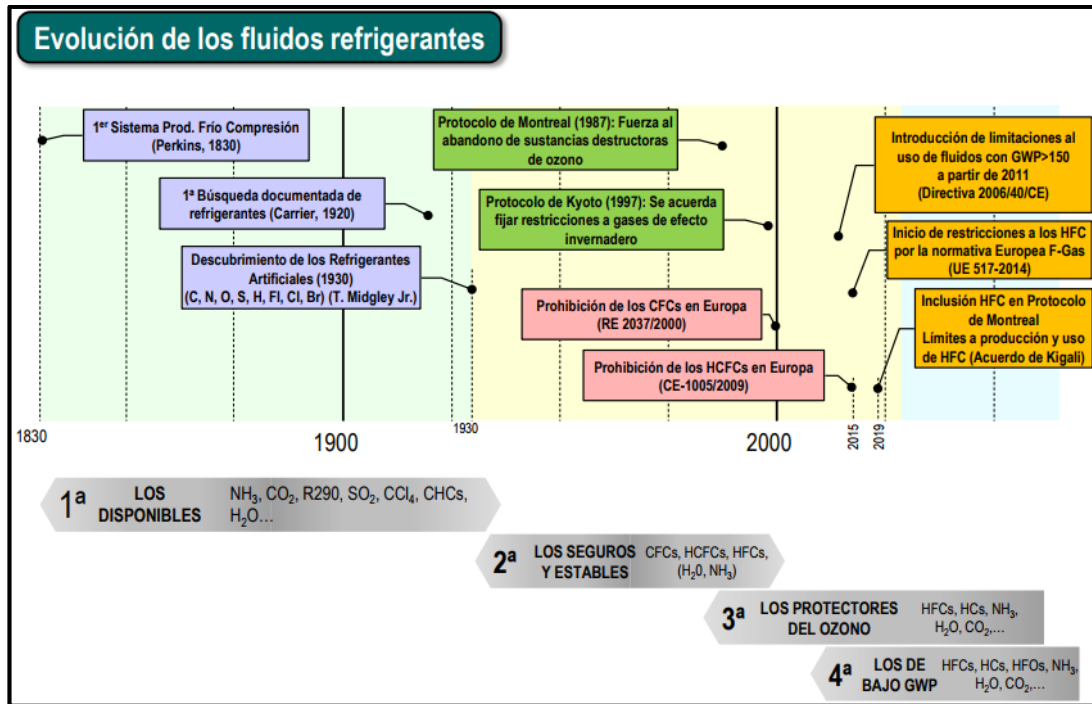


Figura 15. Evolución de los refrigerantes [52].

Los refrigerantes han ido evolucionando con el pasar del tiempo, así como sus propiedades, las cuales son amigables con el medio ambiente como muestra la Figura 16,

teniendo en cuenta que los refrigerantes de la tercera y cuarta generación son los más utilizados como fluidos de trabajo para uso en sistemas DX-SAHP.

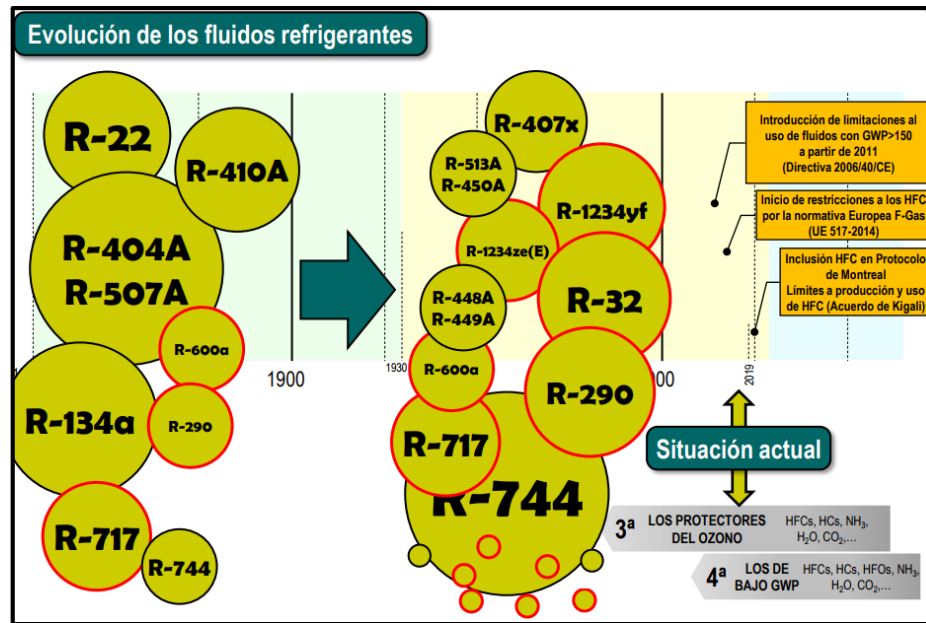


Figura 16. Esquema de evolución de los refrigerantes [52].

1.17 Características de los refrigerantes R290 y R600a

La función de los refrigerantes es importante en el desarrollo de energía en sistemas DX-SAHP, algunos producen calentamiento global y disminuyen la capa de ozono por su alta contaminación de CO₂, debido a que se demoran muchos años en degradarse los hidrocarburos, se ha tomado el R290 y el R600a como opción de fluido de trabajo los cuales son más amigables con el medio ambiente, Kashif et al. [7], consideran que ambos hidrocarburos tienen propiedades diferentes sin embargo tienen características similares como la masa molecular que es más baja que otros refrigerantes, es fundamental tener en cuenta que tanto el R290 y R600a pertenecen a la norma A3 de la ASHRAE, tienen un bajo índice de impacto ambiental [11], consideran que el hidrocarburo R290 puede funcionar a altas temperaturas de evaporación, a pesar que es inflamable, el refrigerante R600a posee niveles de ruido más bajos por lo que su trabajo es óptimo en sistemas domésticos.

Tabla 1. Propiedades físicas de los refrigerantes R290, R600a, R134a, R410A [11], [9]

| Refrigerante | R290 | R600a | R134a | R410A |
|---|-------------|--------------|--------------|--------------|
| Punto normal de ebullición [°C] | -42 | -12 | -26 | -51.4 |
| Temperatura crítica [°C] | 96.68 | 134.7 | 101 | 72.8 |
| Presión crítica [kPa] | 4247 | 3640 | 4059 | 47.96 |
| Densidad de líquido a 25 °C [kg·m ⁻³] | 492.1 | 549.9 | 1207 | 1062 |
| Densidad de vapor a 25 °C [kg·m ⁻³] | 20.64 | 9.123 | 32.37 | 4.12 |
| ODP | 0 | 0 | 0 | 0 |
| GWP para 100 años | 20 | 20 | 1370 | 2088 |
| Vida en la atmósfera [años] | 0.041 | 0.016 | 13.4 | 0.029 |
| ASHRAE 34 – Código de seguridad | A3 | A3 | A3 | A1 |

1.18 Normas ASHRAE

Según Elbakyan [53], la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado por sus siglas en inglés (ASHRAE), es una organización dedicada a estudiar los avances de la tecnología de control de ambientes interiores en la industria de calefacción, ventilación, aire acondicionado y posee métodos para determinar el rendimiento térmico de la energía solar.

Según la norma ASHRAE los refrigerantes R290 y R600a están en la posición A3 porque no presentan toxicidad, manifiestan la concentración es menor a 400 ppm en volumen, entonces es una sustancia segura, es inflamable por debajo del mismo límite anterior y tiene un poder calorífico mayor a 19000 kJ·kg⁻¹ [54].

1.19 Selección de alternativas

Las alternativas de los refrigerantes R290 y R600a, son analizadas respecto a un refrigerante de uso muy común como es el R12, es así que se busca diferenciar ciertas propiedades que son importantes para el funcionamiento en sistemas DX-SAHP, finalmente se determina la idoneidad del uso de los refrigerantes, cumpliendo así con las propuestas de estudio planteadas en la investigación. La principal importancia del estudio

de comportamiento de los refrigerantes en bombas de calor es el nivel de contaminación que presenta, como indica la Tabla 2.

Tabla 2. Propiedades ecológicas de los refrigerantes R12, R290, R600a, [55]

| Refrigerante | R12 | R290 | R600a |
|---------------------------------|------------|-------------|--------------|
| ODP | 1 | 0 | 0 |
| GWP para 100 años | 8100 | 20 | 20 |
| Vida en la atmósfera [años] | 100 | 0.041 | 0.016 |
| ASHRAE 34 – Código de seguridad | A1 | A3 | A3 |

La capacidad destructiva de la capa de ozono (ODP), para el caso del R290 y R600a es nula respecto al R12 que es de 1, este valor patrón es determinado respecto al refrigerante R11. Los años de vida en la atmósfera es un factor que permite analizar la duración del refrigerante causando contaminación, la diferencia entre el R12 respecto al R290 y R600a es mayor al 99 %. La Tabla 3 indica la importancia de la seguridad en el manejo de los refrigerantes es un factor determinante para las diversas aplicaciones sean domésticas o industriales.

Tabla 3. Clasificación de los Refrigerantes R12, R290 y R600a de acuerdo con el nivel de seguridad [55].

| Refrigerante | R12 | R290 | R600a |
|---------------------|------------|-------------|--------------|
| Riesgos a la salud | 1 | 1 | 1 |
| Inflamabilidad | 0 | 4 | 4 |
| Reactividad | 1 | 0 | 0 |
| Clase | A | A | A |

La desventaja de los refrigerantes R290 y R600a es la alta inflamabilidad con un valor de 4, respecto al R12. Esto implica que el almacenamiento y manipulación de deber ser de mucho cuidado. Se busca generar una valoración de acuerdo con la importancia de las propiedades antes mencionadas de los refrigerantes, así la Tabla 4 y la Tabla 5, muestran la información para analizar el o los refrigerantes adecuados para la aplicación de los objetivos planteados.

Tabla 4. Escala de valoración de acuerdo con las propiedades ecológicas.

| Propiedad | Descripción | Valor | Descripción | Valor | Descripción | Valor |
|------------------|--------------------|--------------|--------------------|--------------|--------------------|--------------|
| ODP | 0 | 3 | De 0.025 a 0.4 | 2 | De 0.45 a 1 | 1 |
| GWP | De 0 a 5 | 3 | De 100 a 1000 | 2 | Mayor a 1000 | 1 |
| Reactividad | 0 | 3 | De 0.1 a 0.8 | 2 | Mayor a 0.8 | 1 |
| Inflamabilidad | 0 | 3 | De 1 a 3 | 2 | Mayor a 2 | 1 |

La Tabla 4 muestra la escala de valoración de acuerdo al nivel de impacto en desempeño y contaminación del medio ambiente del fluido refrigerante, donde 3 es el valor máximo y 1 es el valor mínimo.

Tabla 5. Selección de alternativas [11], [55]

| Característica | Factor de ponderación | R12 | R290 | R600a | R134a | R410A |
|-----------------------|------------------------------|------------|-------------|--------------|--------------|--------------|
| ODP | 0.30 | 1 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| GWP | 0.30 | 1 | 3 | 3 | 2 | 2 |
| Temperatura crítica | 0.15 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Punto de ebullición | 0.15 | 2 | 2 | 3 | 2 | 1 |
| Inflamabilidad | 0.15 | 3 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Presión crítica | 0.10 | 2 | 2 | 1 | 1 | 2 |
| TOTAL | | 2 | 2.5 | 2.5 | 2 | 2 |

Los parámetros para la selección de alternativas para el uso del fluido refrigerante en un sistema DX-SAHP son importantes como explican los estudios mencionados con anterioridad [[11], [55]]. La Tabla 5 mediante la ponderación de las propiedades estudiadas en los fluidos refrigerantes, indica que el R290 y R600a son los óptimos para el estudio de funcionamiento en sistemas DX-SAHP debido a que alcanzan una valoración de 2.5.

Tabla 6. Investigaciones acerca de los elementos de sistemas DX-SAHP

| Autor | T_i [°C] | T_f [°C] | COP | País | Refrigerante | Aplicación |
|------------------------------|---------------------------|---------------------------|----------------|-------------|----------------------------------|--|
| Lv.et al. [5] | 22.5 | 50 | 1.3 | China | R290, R12 | Calentador de agua |
| Paradeshi et al. [6] | 31.2 | 55 | 2.06;2.79 | India | R22, R290 | Calentador de agua |
| Kashif et al. [7] | 17.06 | 58 | 3.22;3.66;3.61 | USA | R290, R600a, R134a | Calentador de agua |
| Duarte et al. [11] | 25 | 65 | 2.91 | Brasil | R290, R134a | Calentador de agua |
| Redouane et al. [12] | 25 | 60 | 3.63 | Bretaña | R290 | Calentador de agua |
| Mani y Selladurai et al. [8] | 18 | 40 | 2.39 | India | R290, R600a, R134a, R12 | Calentador de agua |
| Jamie et al. [16] | 15 | 40 | 3.5 | Canadá | R290, R22 | Calentador de agua |
| Kong et al. [17] | 28 | 60.2 | 5.55 | China | R290, R134a | Calentador de agua |
| Harby [9] | 17 | -18 | 2.57 | Egipto | R290, R600a, R134a, R12 | Refrigeración en cuartos fríos |
| Atul et al. [10] | 33 | 19 | 3.13 | India | R290, R22 | Refrigeración en sistemas de aire acondicionado |
| Gang et al. [13] | 25 | -16 | 2.87 | China | R290, R600a | Refrigeración en sistemas de aire acondicionado |
| Valerius et al. [14] | 30 | 3 | 5.49 | Alemania | R290, R600a | Refrigeración en sistemas de aire acondicionado |
| Sánchez et al. [15] | 19.4 | -10 | 3.45 | España | R1234, R600a, R290, R152a, R134a | Refrigeración en sistemas herméticos de enfriamiento |

A continuación se presenta el análisis con las características obtenidas de la investigación, mostradas en la Tabla 6, donde se tiene las aplicaciones para los sistemas ya sea de calentamiento de agua o de refrigeración y aire acondicionado, para ello se utiliza algunos de los refrigerantes tales como R290, R600a, R12, R22, R134a, debido a su bajo GWP, así como también una eficiencia mayor en el sistema en comparación al resto, los sistemas de calentador de agua son capaces de elevar la temperatura promedio final hasta los 53.5 °C y de disminuir la temperatura promedio hasta los 4.4 °C en la aplicación como refrigeración y aire acondicionado, las investigaciones muestra un COP promedio de 3.1, los países donde mayormente se realiza las pruebas de sistemas DX-SAHP son China e India.

Los sistemas DX-SAHP son ampliamente estudiados mediante modelos matemáticos, su estudio se basa en diseños experimentales donde se relaciona la presión, temperatura, radiación solar, consumo de potencia, flujo de masa del refrigerante y velocidad del aire [56].

La Tabla 7 muestra los diferentes instrumentos que se utilizan para medir los parámetros en un sistema DX-SAHP, relacionando la precisión de los instrumentos con la incertidumbre.

Tabla 7. Precisión e incertidumbre de instrumentos de medición en sistemas de bombas de calor [37]

| Instrumento | Precisión | Incertidumbre [%] |
|--------------------|--|--------------------------|
| Manómetro | $\pm 2 \%$ | 3.9 |
| Termómetro | $\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ | 4.2 |
| Anemómetro | $\pm 0.01 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ | 8.1 |
| Piranómetro | $\pm 5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ | 6.4 |

Al analizar la Tabla 7 en base a los experimentos realizados, se obtiene datos con muestras únicas, cuyas incertidumbres no se pueden definir por repetición, los errores que pueden causar incertidumbre son los causados por los instrumentos de medición y van en el rango de 3.9 a 8.1 %.

Tabla 8. Investigaciones realizadas en sistemas DX-SAHP

| Autor | Temperatura [°C] | Geometría 2D – 3D | Radicación [W·m⁻²] | Capacidad [Litros] | País | Refrigerante | Aplicación |
|---------------------------------|-----------------------------|------------------------------|--|-------------------------------|-------------|----------------------------|--------------------|
| Lv.et al. [5] | 22.5 – 50 | 3D | 415 | 150 | China | R290, R12 | Calentador de agua |
| Paradeshi et al. [6] | 31.2 – 55 | 3D | 460 | 90 | India | R22, R290 | Calentador de agua |
| Kashif et al. [7] | 17.06 – 58 | 3D | 600 | 235 | USA | R290, R600a, R134a | Calentador de agua |
| Duarte et al. [11] | 25 – 65 | 3D | 500 | 200 | Brasil | R290, R134a | Calentador de agua |
| Redouane et al. [12] | 25 – 60 | 3D | 100 | 134 | Bretaña | R290 | Calentador de agua |
| Mani y Selladurai et al. [8] | 18 – 40 | 3D | 650 | 290 | India | R290, R600a, R134a, R12 | Calentador de agua |
| Jamie et al. [16] | 15 – 40 | 3D | 350 | 160 | Canadá | R290, R22 | Calentador de agua |
| Kong et al. [17] | 28 – 60.2 | 3D | 736 | 200 | China | R290, R134a | Calentador de agua |

Al analizar la información de la Tabla 8, los países con más investigaciones de sistemas DX-SAHP son China e India, seguido por Canadá, Brasil, USA y Bretaña y los refrigerantes más utilizados son R290, R600a, R12, R22, R134a, los mismos que son utilizados en el sistema para su aplicación de calentador doméstico de agua debido a su baja contaminación al medio ambiente y su alto rendimiento y eficiencia en el sistema DX-SAHP, tenemos un radiación solar promedio de $424 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ para su funcionamiento, de igual manera se menciona una capacidad promedio para calentar agua de 182 litros a una temperatura media final de $53.5 \text{ }^\circ\text{C}$.

De acuerdo con la revisión de la literatura se puede deducir que el funcionamiento de los sistemas DX-SAHP son óptimos con fluidos de trabajo de tipo hidrocarburos, su aplicación es ampliamente utilizada en el entorno doméstico debido a que en su funcionamiento no producen ruido, estos sistemas son utilizados mayormente para calentar agua.

Los refrigerantes R290 y R600a de tipo hidrocarburos son altamente eficientes principalmente en el tema ecológico dado que su nivel de contaminación GWP es insignificante respecto a los HFC y reducción de la capa de ozono ODP es nulo, estos hidrocarburos (HC) poseen un COP mayor que los hidrofluorocarbonos (HFC).

CAPÍTULO II

ANÁLISIS NUMÉRICO EN SISTEMAS DX-SAHP

Mediante el uso de las ecuaciones de cada uno de los diferentes componentes de un sistema DX-SAHP que utiliza refrigerantes de tipo hidrocarburos como son el R290 y R600a, se compara la eficiencia y rendimiento de cada uno, el fin es determinar que refrigerante presenta las mejores condiciones de operación durante su funcionamiento bajo las condiciones climáticas evaluadas en la investigación.

2.1 Compresor

El compresor facilita el aumento de presión del fluido de trabajo de estado gaseoso y sobrecalentado procedente del evaporador hasta una presión que ayude el paso de estado gas a líquido en el condensador [33].

2.2 Compresor de velocidad variable

Trabajo del compresor de velocidad variable es el que la velocidad del motor se ajusta automáticamente según la demanda de aire comprimido, según Hong et al. [43], está definida por la Ecuación (1).

$$W = \frac{P_{sus} \cdot v_1}{\eta_s} \left(\frac{K}{K-1} \right) \left[\left(\frac{P_{des}}{P_{sus}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \quad (1)$$

Donde:

P_{sus} : Presión a la entrada del compresor, [MPa]

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

K : Relación de los calores específicos constantes, [Adimensional]

2.3 Compresor de velocidad constante

El trabajo del compresor (W) según Fernández [57], es proporcionar energía a los fluidos compresibles (gases y vapores), para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión, la energía necesaria para realizar este trabajo la proporciona un motor eléctrico y está dado por la Ecuación (2) [13].

$$W = (h_2 - h_1) = \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_s} \quad (2)$$

Donde:

h_1 : Entalpia específica del refrigerante en la entrada del compresor, [kJ·kg⁻¹]

h_{2s} : Entalpia específica del refrigerante en la salida del compresor, [kJ·kg⁻¹]

h_2 : Entalpia específica del refrigerante en la salida del compresor, [kJ·kg⁻¹]

η_s : Eficiencia isotrópica del compresor, [%]

La eficiencia isotrópica del compresor (η_s) es la razón entre el trabajo requerido para elevar la presión de un gas a un valor específico de forma isotrópica y el trabajo actual de compresión y está determinada por la siguiente Ecuación (3), [13], [57].

$$\eta_s = 0.874 - 0.0135 \frac{P_2}{P_1} \quad (3)$$

Donde:

P_1 : Cambios de la presión de succión en la entrada del compresor, [MPa]

P_2 : Cambios de la presión de succión en la salida del compresor, [MPa]

La capacidad volumétrica específica de succión del compresor [57], es la cantidad que absorbe el compresor en unidad de tiempo, se considera constante la capacidad volumétrica siempre y cuando el refrigerante sea el mismo en toda la práctica, a medida

que aumente la capacidad de refrigeración según Yang [13], aumenta la capacidad volumétrica y está dada por la Ecuación (4).

$$q_{ev} = \frac{q_e}{v_1} \quad (3)$$

Donde:

v_1 : Volumen específico de succión del compresor, [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

q_e : Capacidad de refrigeración específica del refrigerador, [W]

El flujo másico del refrigerante en un compresor según Sánchez et al. [58], es un parámetro que depende fundamentalmente del volumen específico de aspiración y del rendimiento volumétrico y esta expresado por la Ecuación (5) [11].

$$\dot{m}_{re} = \rho_1 n V_c \eta_v \quad (5)$$

Donde:

ρ_1 : Densidad del refrigerante en el compresor, [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

n : Velocidad de rotación, [rpm]

V_c : Volumen de desplazamiento del compresor, [m^3]

η_v : Eficiencia volumétrica, [%]

Potencia consumida del compresor de acuerdo con Sánchez et al. [58], es un parámetro energético que depende del trabajo específico de compresión y del caudal másico trasegado por éste y está dada por la Ecuación (6) [15].

$$P_{comp} = \frac{\dot{m}_{rev} w_s}{\eta_g} \quad (6)$$

El consumo de energía en el compresor, según Fernández [57], es la cantidad de energía consumida durante su ciclo de funcionamiento en encendido y está dada por la Ecuación (7) [11].

$$\dot{W}_{cmp} = \frac{\dot{m}_{rev}(h_2 - h_1)}{\eta_g} \quad (7)$$

Donde:

η_g : Eficiencia isotrópica global, [%]

Malaver [59], menciona que la eficiencia isotrópica global es la suma de todas las eficiencias isotrópicas, la misma que depende solamente de la cantidad de capacidad de refrigeración proporcionada por cada entrada, Potencia al freno (BHP) por sus siglas en inglés. Cualquier cosa que provoque mayor potencia del compresor (para condiciones de presión constantes) reducirá la eficiencia isotrópica. Esta dada por la siguiente Ecuación (8) [11].

$$\eta_g = a_4 r^2 + a_3 r + a_2 \quad (8)$$

Donde:

$a_0 = (\text{R600a} = 75) \text{ y } (\text{R290} = 77)$

$a_1 = (1.8) \text{ y } (2.6)$

$a_2 = (29) \text{ y } (28)$: Coeficientes de regresión, [Adimensional]

$a_3 = (5.9) \text{ y } (8.5)$

$a_4 = (0.45) \text{ y } (0.89)$

r : Proporción de presión, [Adimensional]

La eficiencia volumétrica [57], se reduce la compresión conforme aumenta la relación de compresión, el volumen de punto muerto disminuye la eficiencia volumétrica en el fluido restante luego de cada ciclo de compresión, ocupa mayor porcentaje del volumen disponible está definida por la Ecuación (9) [11].

$$\eta_v = a_1 r + a_0 \quad (9)$$

Según Fernández [57], la capacidad de enfriamiento es la capacidad de calor extraído de un lugar por refrigerar y de acuerdo a Sánchez et al. [15], está dada por la siguiente Ecuación (10).

$$\dot{Q}_{ev} = \eta_v \dot{V}_G q_v \quad (10)$$

Donde:

\dot{V}_G : Flujo de volumen barrido geométrico, [Adimensional]

q_v : Función de efecto frigorífico volumétrico, [Adimensional]

Yan et al. [13] y Malaver [59], mencionan que el coeficiente de rendimiento es la relación entre el calor total liberado a través del condensador y la energía total usada por el compresor durante el período de calentamiento de una bombas de calor se obtiene mediante la Ecuación (11).

$$COP = \frac{q_e}{w} = \frac{\dot{Q}}{P_{comp}} = \frac{\eta_g \Delta h_{ev}}{w_s} = \frac{\rho_w C_w V_w (T_{wi} - T_{wf})}{W_{cmp}} \quad (11)$$

Donde:

T_{wi} : Temperatura inicial del agua, [°C]

T_{wf} : Temperatura final del agua, [°C]

ρ_w : Densidad del agua, [kg·m⁻³]

C_w : Capacidad de calentamiento de agua, [Adimensional]

V_w Volumen de agua dentro del tanque, [m³]

2.4 Evaporador solar de expansión directa

En el evaporador se elimina el calor de una región de modo que el líquido se vaporiza a presión y temperatura invariable, es así que el fluido refrigerante pasa de fase líquida a vapor [38].

Según Rabelo et al. [60], la tasa de transferencia de calor recibida por el refrigerante en el evaporador (\dot{Q}_e) como lo muestra la Ecuación (12) viene dada por:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{rev} (h_1 - h_4) \quad (12)$$

Donde:

1, 4 : Los subíndices 1,4 se refieren a la salida del colector/evaporador y la salida de la válvula de expansión termostática respectivamente.

2.5 Sistema colector/evaporador

Como se observa en la Figura 17 se muestra un colector solar de placa plana; el cual a menudo se usa en condiciones de temperaturas menores a 60 °C, debido a que no posee cubierta y las aplicaciones son de uso residencial [61].

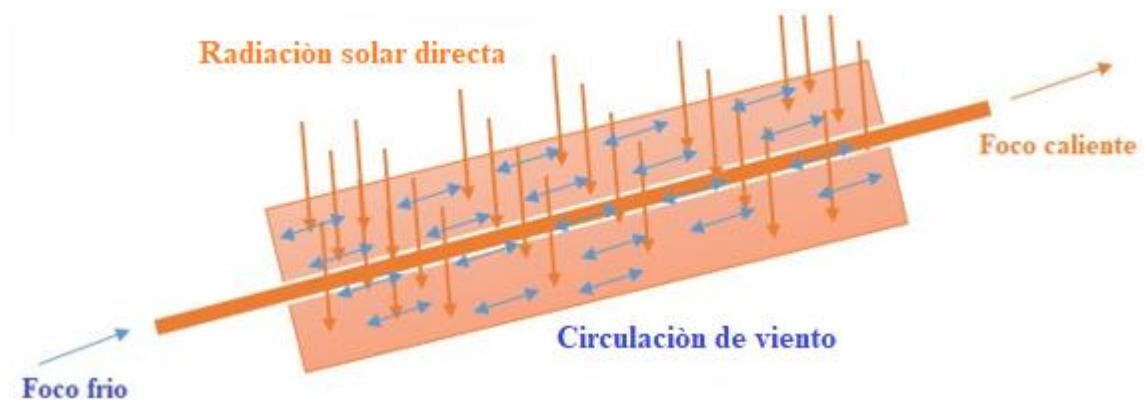


Figura 17. Esquema colector solar de placa plana [61].

En un sistema DX-SAHP, al emplear un colector solar de placas planas en un mismo sistema, permite aumentar la temperatura del refrigerante en el evaporador [62].

Para calcular la ganancia de energía del colector de placa plana en estado estacionario, según Kong et al. [63], se utiliza la Ecuación (13):

$$\dot{Q}_e = A_e F' \left[S - U_e \left(\bar{T}_r - T_a \right) \right] \quad (13)$$

Donde:

A_e : Es el área del evaporador del colector solar, [m²]

F' : Es el factor de factor de efectividad del colector, [Adimensional]

S : Es la radiación neta absorbida por unidad de área, [W·m⁻²]

U_e : Es el coeficiente global de pérdida de calor, [W·(m²·°C)⁻¹]

\bar{T}_r : Temperatura promedio del fluido refrigerante, [°C]

T_a : Temperatura ambiente del aire, [°C]

El colector solar al recoger la energía solar y convertirla en energía térmica, crea la necesidad de medir cuan efectivo es el dispositivo, es así que según Duffie y Beckman [64], el factor de efectividad del colector se halla mediante la Ecuación (14):

$$F' = \frac{\frac{1}{U_e}}{W \left\{ \frac{1}{U_e [D_o + F(w - D_o)]} + \frac{1}{\pi D_i h_i} \right\}} \quad (14)$$

Donde:

w : Distancia entre los tubos del evaporador, [m]

F : Eficiencia de la aleta, [Adimensional]

D_o : Diámetro exterior, [m]

D_i : Diámetro interior, [m]

h_i : Coeficiente convectivo interno, [W·(m²·°C)⁻¹]

De acuerdo con Rabelo et al. [60], la eficiencia de la aleta es la relación entre el calor que se transfiere de forma ideal y el calor real trasferido, se calculada mediante Ecuación (15):

$$F = \frac{\tanh \left[\frac{(w-D_0)}{2} \sqrt{\frac{U_e}{k\delta}} \right]}{\frac{(w-D_0)}{2} \sqrt{\frac{U_e}{k\delta}}} \quad (15)$$

Donde:

δ : Grosor de la aleta, [m]

k : Conductividad térmica, [$\text{W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$]

Según Kong et al. [41], la radiación solar absorbida por el colector viene dada por la Ecuación (16):

$$S = aI - \varepsilon\sigma(T_r^4 - T_s^4) \quad (16)$$

Donde:

a : Absorción solar, [Adimensional]

I : Intensidad de la radiación normal al evaporador, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

ε : Emisividad, [Adimensional]

σ : Constante de Stefan-Boltzmann, [$\text{W} (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^4)^{-1}$]

T_r : Temperatura del refrigerante, [$^\circ\text{C}$]

T_s : Temperatura del cielo, [$^\circ\text{C}$]

2.6 Condensador

En el condensador, el fluido de trabajo que procede del compresor en estado de vapor sobrecalentado cede calor a un medio que puede ser aire o agua, a medida que cede energía, condensa y vuelve a estado líquido, [33].

Para el condensador el balance de energía según Duarte [11], se encuentra mediante la Ecuación (17).

$$Q_t = \dot{m}_w C_w (T_w - T_{wi}) \quad (17)$$

Donde:

C_w : Tasa de capacidad calorífica, [kW·K⁻¹]

\dot{m}_w : Flujo másico del agua, [kg·s⁻¹]

El condensador es el componente que se encarga de expulsar el calor del medio de enfriamiento, [65]. Según Paradeshi [20], el calor expulsado del condensador se halla con la Ecuación (18).

$$q_c = \dot{m}_{air} C (T_c - T_s) \quad (18)$$

Donde:

C_{pa} : Calor específico del aire, [J·kg⁻¹·°C⁻¹]

T_c : Temperatura de condensación, [°C]

2.7 Válvula de expansión

La válvula de expansión se utiliza para controlar el recalentamiento del refrigerante en la salida del evaporador [11].

Según Duarte et al. [11], el caudal másico (\dot{m}_{re}) se puede calcular con la Ecuación (19).

$$\dot{m}_{re} = c_{ed} A_{ed} \sqrt{2\rho_3 (P_3 - P_4)} \quad (19)$$

Donde:

c_{ed} : Factor de flujo, [Adimensional]

A_{ed} : Área de la válvula de orificio, [m²]

P : Presión, [Pa]

ρ : Densidad, [kg·m⁻³]

3, 4 : Los subíndices 3,4 se refiere a la entrada y salida de la válvula.

Kong et al. [63], relacionan las densidades del fluido a la entrada y salida de la válvula, determinan el factor de flujo según la Ecuación (20).

$$c_{ed} = 0.02005 \sqrt{\rho_3} + \frac{0.634}{\rho_4} \quad (20)$$

2.8 Masa de fluido refrigerante en el sistema DX-SAHP

Un parámetro importante en el sistema DX-SAHP es la carga del refrigerante en el sistema, según Zhang et al. [66], se puede calcular la masa del refrigerante a utilizar en el sistema con la Ecuación (21).

$$m_r = m_e + m_c + m_{cp} + m_{te} + m_p \quad (21)$$

Donde:

cp

te : Subíndices que refieren al compresor, válvula de expansión, tubería, respectivamente.

p

m_e : Masa en el evaporador, [kg]

m_c : Masa en el condensador, [kg]

Según Rabelo et al. [60], la masa del refrigerante en el evaporador y la masa del refrigerante en el condensador se determinan mediante la Ecuación (22) y (23):

$$m_e = \frac{\pi D_i^2}{4} (\rho_{tp} L_{tp} + \rho_v L_v) \quad (22)$$

$$m_c = \frac{\pi D_i^2}{4} (\rho_l L_l + \rho_{tp} L_{tp} + \rho_v L_v) \quad (23)$$

Donde:

l : Líquido de dos fases

v : Vapor de dos fases

tp : Región de flujo de dos fases

En función a los parámetros considerados en el funcionamiento de un sistema DX-SAHP, tales como diferenciales de presión y temperatura, flujo másico, flujo de calor y COP, se pretende realizar un análisis termodinámico en el sistema. Para esto, se van a realizar pruebas experimentales para la toma de datos y obtener presiones y temperaturas de operación y así, poder desarrollar el estudio de cada componente de un sistema de refrigeración utilizando un diferencial de entalpías.

En un sistema DX-SAHP, influye directamente la radiación solar que es receptada mediante el colector para ser transformada en energía térmica, de acuerdo con la necesidad de la aplicación se debe dimensionar las diversas partes del sistema.

La potencia y eficiencia de un sistema DX-SAHP, dependen del compresor que se utiliza, el fluido refrigerante con el cual trabaja que para el caso de estudio son R290 y R600a y temperaturas en los diferentes componentes del sistema.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE DATOS EXPERIMENTALES

A continuación, se muestran los resultados obtenidos en función a las pruebas de funcionamiento realizadas. Se midieron los parámetros de operación, tales como las presiones y temperaturas a la entrada de cada dispositivo. De esta manera, se pudo calcular los valores de entalpías y así resolver el sistema mediante un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Para la toma de datos climatológicos tales como velocidad de viento, temperatura ambiente y radiación se utiliza una estación climatológica Ambient Weather Ws-1001, como se muestra en los anexos de la figura A.6 los cuales son utilizados para la obtención de resultados.

Para la construcción de las gráficas comparativas se utilizó las tablas de los anexos 4 y 5 correspondientes a datos obtenidos de pruebas de funcionamiento en el sistema DX-SAHP, con refrigerantes R290 y R600a respectivamente.

3.1 Descripción del sistema

Un sistema DX-SAHP dispone de los componentes de un sistema de refrigeración convencional, únicamente difiere en la aplicación de los intercambiadores de calor, ya que, una bomba de calor aprovecha el calor cedido por el condensador para calentar un espacio. Un sistema DX-SAHP integra una bomba de calor con la energía solar, utilizando un colector solar para ganar calor y elevar la temperatura del refrigerante. Además, en este tipo de configuraciones, este colector solar opera al mismo tiempo como evaporador, reduciendo la cantidad de elementos.

A continuación, en la Tabla 9 se realiza una breve descripción de cada uno de los componentes instalados en el sistema.

Tabla 9. Componentes del sistema analizado

| Componente | Especificación | Detalle |
|----------------------|---------------------------|--|
| Compresor | Modelo | SECOP_BD35F_101Z_0200 |
| | Voltaje | 12/24V DC |
| | Tipo | Alternativo |
| | Velocidad máxima | 3000 [rpm] |
| | Temperatura máxima | 55 [°C] |
| Condensador | Número de espiras | 9 |
| | Capacidad del tanque | 5 [L] |
| | Diámetro externo del tubo | 0,0064 [m] |
| Válvula de expansión | Modelo | CAREL |
| | Capacidad | 1 -100 toneladas |
| | Refrigerante | Todo tipo |
| | Presión | 45 [Bar] |
| Colector evaporador | Área | 0,75 [m ²] |
| | Espesor | 0,0015 [m ²] |
| | Absortividad del Cu | 0,25 [adimensional] |
| | Emisividad del Cu | 0,04 [adimensional] |
| | Conductividad térmica Cu | 401[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹] |

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

3.2 Pruebas de funcionamiento

La toma de parámetros de operación fue necesaria para los cálculos correspondientes y la obtención de información. Los parámetros por considerar fueron la temperatura del agua en el recipiente de acumulación sumergido con el condensador, así como la temperatura del refrigerante a la entrada y salida de cada dispositivo, valores medidos con un termopar. Las presiones de entrada y salida del refrigerante en cada dispositivo fueron medidas con un manómetro de alta y baja. Los valores de temperatura ambiente y radiación solar incidente fueron tomados utilizando una estación climatológica WS-1001, configurando la latitud y longitud de la ubicación donde se realizaron los ensayos. La toma de datos fue realizada cada 5 minutos, empezando desde el encendido del sistema hasta que el agua alcanzaba la temperatura establecida de 45 °C. La Tabla 10 muestra los valores de los parámetros climáticos considerados para el análisis.

Tabla 10. Valores de los parámetros climáticos utilizados

| Parámetro | Prueba 1 | Prueba 2 | Prueba 3 | Prueba 4 | Prueba 5 |
|--|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| Temp. Máx. del agua [°C] | 46.7 | 45.5 | 45.1 | 45 | 45.1 |
| Rad. solar máxima [$W \cdot m^{-2}$] | 476.1 | 437.4 | 432.4 | 455 | 445.8 |
| Rad. solar mínima [$W \cdot m^{-2}$] | 306.9 | 324 | 346.8 | 356.8 | 340.1 |
| Rad. solar promedio [$W \cdot m^{-2}$] | 384.3 | 375.5 | 389.8 | 397.8 | 389.5 |
| Temp. ambiente promedio [°C] | 16.4 | 17.6 | 19.7 | 20.1 | 14.8 |

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

Para la resolución del ciclo termodinámico del sistema de refrigeración, se utilizaron los modelamientos presentados en el Capítulo 2. A continuación se muestran esquemáticamente los resultados obtenidos, tanto de los parámetros medidos, así como de los valores calculados. Estos resultados son presentados en función al tiempo de calentamiento que le tomó al agua alcanzar 45 °C, temperatura definida para el calentamiento de agua según la Norma Técnica Ecuatoriana (NTE INEN 2507) [67]. Adicionalmente, al tratarse de un sistema DX-SAHP, también se realizó la comparativa de parámetros en función de la radiación solar incidente sobre el colector / evaporador. Como se presentó en los objetivos, se pretende analizar comparativamente la influencia

del refrigerante R290 y el R600a en el rendimiento de un sistema DX-SAHP. El desarrollo experimental se llevó a cabo utilizando R290, mientras que los resultados del R600a fueron tomados de la investigación realizada por Duque, Ríos y Quitiaquez. Esta investigación se denomina “Análisis del rendimiento experimental de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar considerando diferentes ángulos de inclinación del colector/evaporador” y aún sigue en desarrollo.

3.3 Temperatura del agua

El volumen de agua de 5 litros fue calentado por un sistema DX-SAHP, con R290 como fluido de trabajo. La Figura 18 muestra el incremento de este parámetro durante el tiempo que le tomó alcanzar la temperatura establecida. En promedio, el agua alcanzó esta temperatura en 20 minutos, a partir de una temperatura de 18 °C. El valor más elevado fue durante la prueba 1, alcanzado los 46.7 °C en 20 minutos, mientras que el mínimo fue de 45 °C en la prueba 4 luego de 15 minutos. La prueba 1 tuvo una temperatura 3.64 % superior a la prueba 4, sin embargo, esta última alcanzó la temperatura establecida un 25 % más rápido en comparación a la prueba 1.

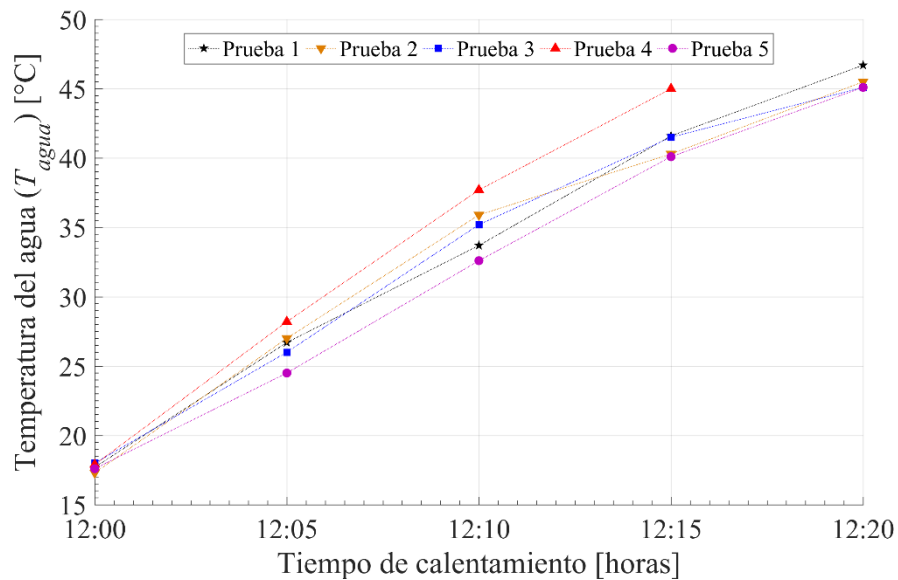


Figura 18. Incremento de la temperatura del agua.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

La Figura 19 presenta el incremento de la temperatura del agua en función a la radiación solar incidente sobre el colector / evaporador. La prueba 1 fue la que alcanzó mayor temperatura, 46.7 °C cuando la radiación solar fue de 476.1 W·m⁻². Mientras que en la prueba 3 se registró la menor radiación, 432.4 W·m⁻², para que el agua eleve su temperatura a 45.1 °C. Al aumentar la radiación un 9.18 %, el volumen de agua pudo incrementar 1.6 °C su temperatura. Entonces, se puede afirmar que, mientras aumenta la radiación solar incidente, el agua va a alcanzar una mayor temperatura.

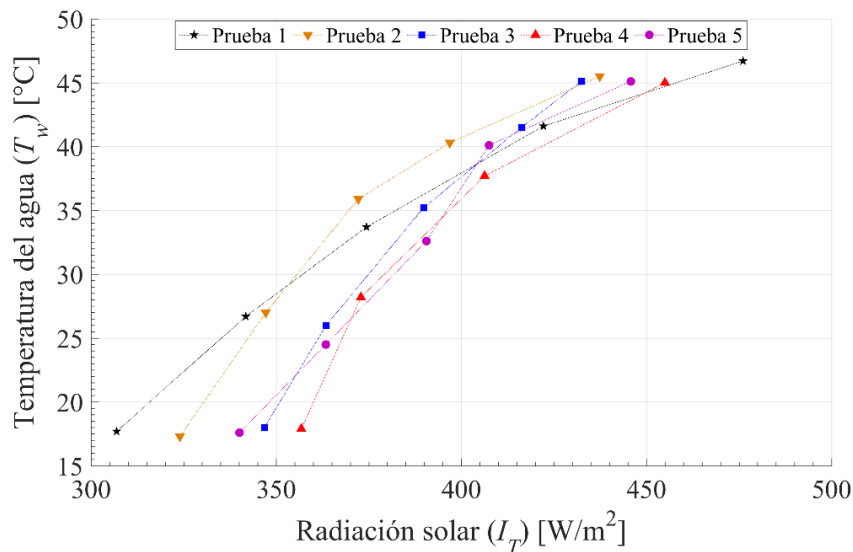


Figura 19. Aumento de la temperatura del agua.
Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

Al comparar el lapso de calentamiento hasta alcanzar los 45 °C entre el R290 y el R600a, según la Figura 20a, se aprecia una reducción significativa. Mientras que utilizando R600a, un volumen de agua tardó 45 minutos en alcanzar la temperatura requerida, con R290 apenas tardó 20 minutos, un 55.55 % más rápido. La influencia de la radiación solar en la temperatura del agua es presentada en la Figura 20b. Se sigue mostrando la misma tendencia, es decir, a más radiación solar, mayor la temperatura final. Con los dos refrigerantes se alcanzó la temperatura de 45 °C, a pesar de que durante los ensayos con R290, la radiación máxima fue de 437.4 W·m⁻², un 13.76 % inferior al valor máximo durante las pruebas experimentales con R600a.

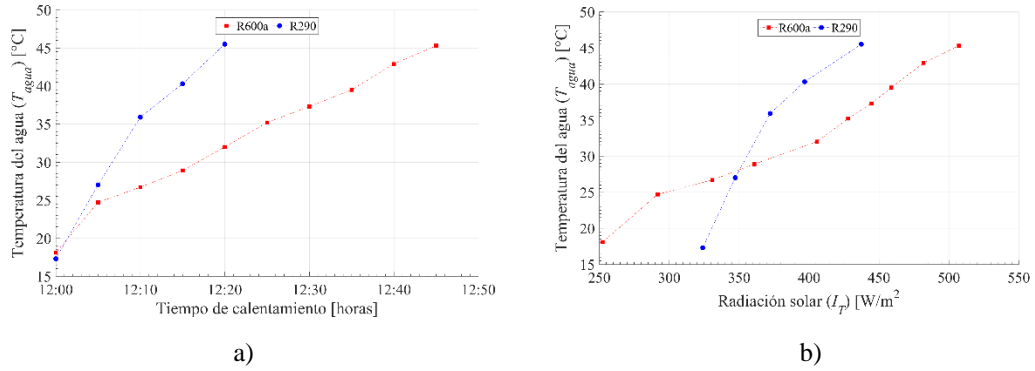


Figura 20. Aumento de la temperatura del agua a) en el tiempo, b) con respecto a la radiación solar.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

3.4 Compresor

El compresor se utiliza para elevar la temperatura y presión del fluido de trabajo al comprimirlo en su cámara de desplazamiento. La Figura 21 muestra el incremento de la presión del refrigerante a la entrada y salida del compresor. En promedio, el refrigerante entra aproximadamente a 250 kPa al inicio de las pruebas, mientras que el valor máximo a la entrada fue en la prueba 3 con 418.51 kPa al finalizar el tiempo de calentamiento. La presión promedio del refrigerante a la salida del compresor fue de 1000 kPa, llegando a alcanzar el valor máximo de 1825.04 kPa cuando el agua alcanzó los 45 °C. Durante la prueba 1, el valor de la presión a la salida del compresor subió un 58.44 % en 20 minutos, desde el inicio del ensayo hasta su finalización. Si aumenta la presión del refrigerante en el compresor, este requiere de mayor potencia para impulsar el refrigerante. Como menciona Cengel [31]. El ciclo de refrigeración es conveniente que se reduzca la entropía a la salida del compresor, para así, reducir el valor de la potencia del compresor e incrementar el rendimiento del sistema.

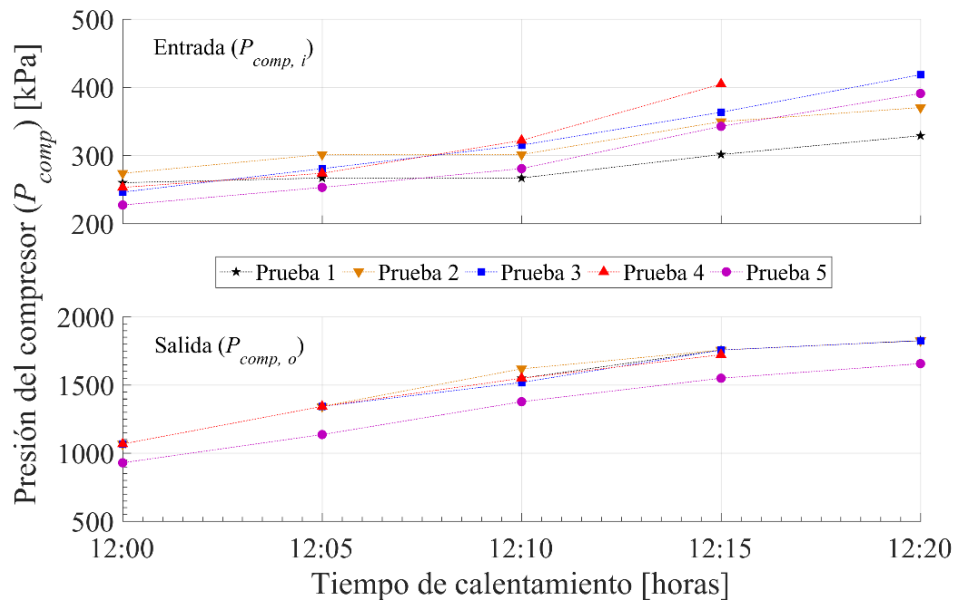


Figura 21. Presión del refrigerante a la entrada y salida del compresor.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

3.5 Flujo másico

El flujo másico del fluido de trabajo es considerado constante a lo largo del sistema y fue calculado según la Ecuación (19). En la Figura 22 se aprecia el comportamiento de esta variable durante el tiempo de calentamiento para cada prueba con una carga de R290 de 90 g. El valor inicial, más bajo y alto, fue en la prueba 5 y 2, con 0.003983 y $0.004853 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, correspondientemente, mientras que el máximo flujo másico fue de $0.007492 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ que se obtuvo al finalizar la prueba 3 a una presión máxima del refrigerante en el compresor de 1825.04 kPa . En la prueba 5, cuando esta presión se redujo 11.33% , el flujo másico también se redujo en un 7.22% .

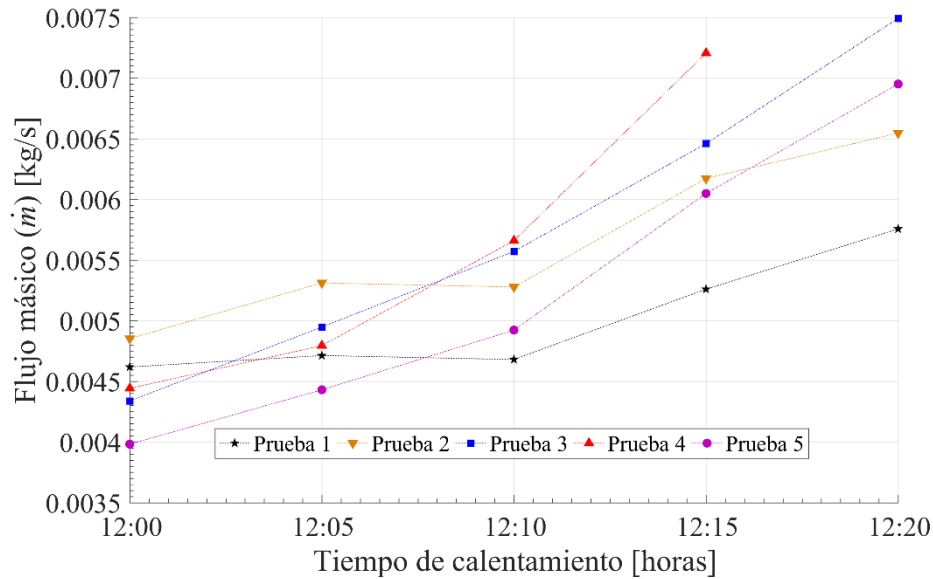


Figura 22. Flujo másico del refrigerante.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

La Figura 23a muestra la comparativa de las presiones a la entrada y salida del compresor durante el lapso de recalentamiento para cada refrigerante. La carga de refrigerante fue 90 y 60 g para el R290 y R600a, respectivamente. El R290 tiene una mayor expansión volumétrica, lo que conlleva a una mayor compresión y un aumento en su temperatura de sobrecalentamiento, elevando más rápido la temperatura del agua. Las presiones máximas alcanzadas fueron de 1825.04 y 618.43 kPa para el R290 y el R600a, donde se puede afirmar que es más riesgoso utilizar R290 ya que opera a una presión 66.11 % superior al valor alcanzado por el R600a. Tras 20 minutos, el R600a apenas alcanzó los 446.06 kPa, un valor 75.56 % inferior a la presión con R290. La variación de flujo másico presentado en la Figura 23b muestra la razón a la que fluye el refrigerante a lo largo del sistema. Considerando los valores de carga de refrigerante y de presión indicados, se puede corroborar la tendencia de incremento de este parámetro. El flujo másico máximo obtenido a 1825.04 kPa utilizando R290 fue de $6.546 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$, mientras que con R600a, a 618.43 kPa, se alcanzó un valor de $4.938 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$. El flujo másico con R290 es 24.56 % superior al valor obtenido con R600a.

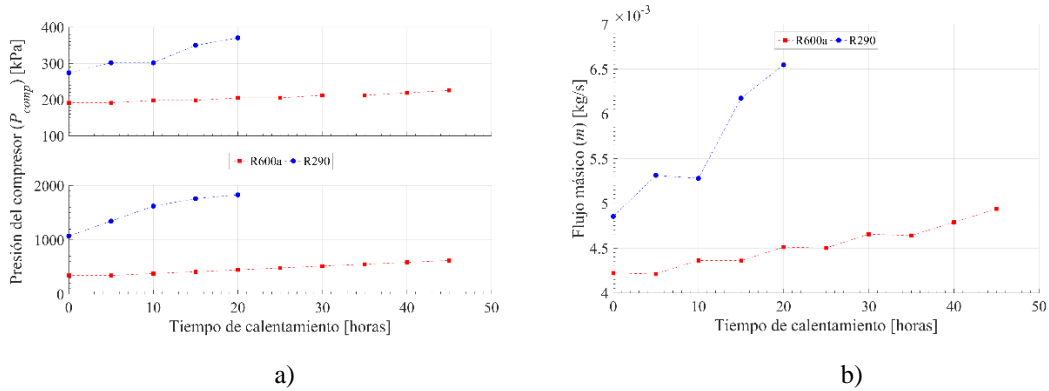


Figura 23. a) Presiones de trabajo en el compresor, b) comparativa del flujo másico.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

3.6 Colector/evaporador

Un colector solar absorbe la energía solar y la transfiere mediante mecanismos de transmisión de calor hacia el refrigerante para elevar la temperatura de éste. En el sistema DX-SAHP estudiado, el colector solar opera al mismo tiempo como evaporador. La Figura 24 muestra el aumento de la temperatura del refrigerante, a la entrada, a la salida del colector/evaporador. El refrigerante entró en promedio a -7 °C y luego del tiempo de calentamiento salió aproximadamente a 0 °C. En la prueba 1 se registró las temperaturas más bajas a la entrada del colector / evaporador, -7.9 y -1.3 °C al iniciar y finalizar la prueba, respectivamente. Mientras que la prueba 4 fue la que presentó los valores más elevados a la salida, -4.9 y 0.8 °C, elevando la temperatura del refrigerante 7.7 °C desde el inicio de la prueba hasta cumplir con el tiempo de calentamiento.

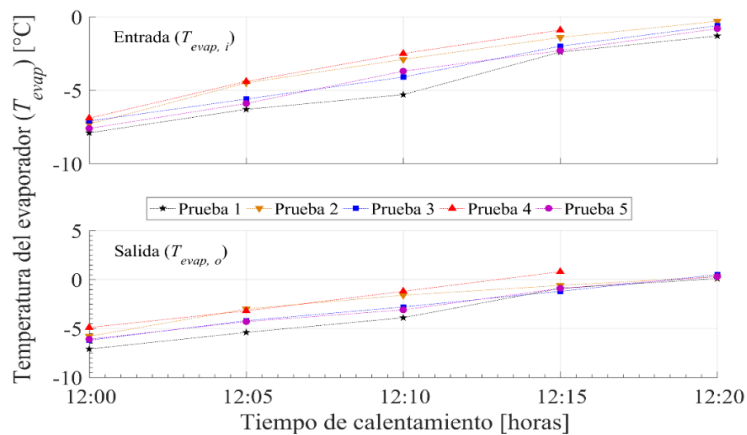


Figura 24. Temperatura del refrigerante a la entrada y salida del colector/evaporador.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

La Figura 25, presenta la variación de la presión del refrigerante en el colector / evaporador en el lapso de calentamiento. La transferencia de calor en el evaporador de un ciclo de refrigeración ideal se realiza a presión invariable, mientras en, un ciclo real considera la segunda ley de la termodinámica, por lo que el refrigerante gana calor a expensas de una caída de presión. El valor mínimo y máximo a la entrada fue de 275.46 y 508 kPa, respectivamente, al iniciar la prueba 5 y finalizando la prueba 4, mientras que a la salida fueron 227.2 y 404.72 kPa. Al finalizar la prueba 4, se registró la caída de presión de mayor valor, 103.42 kPa.

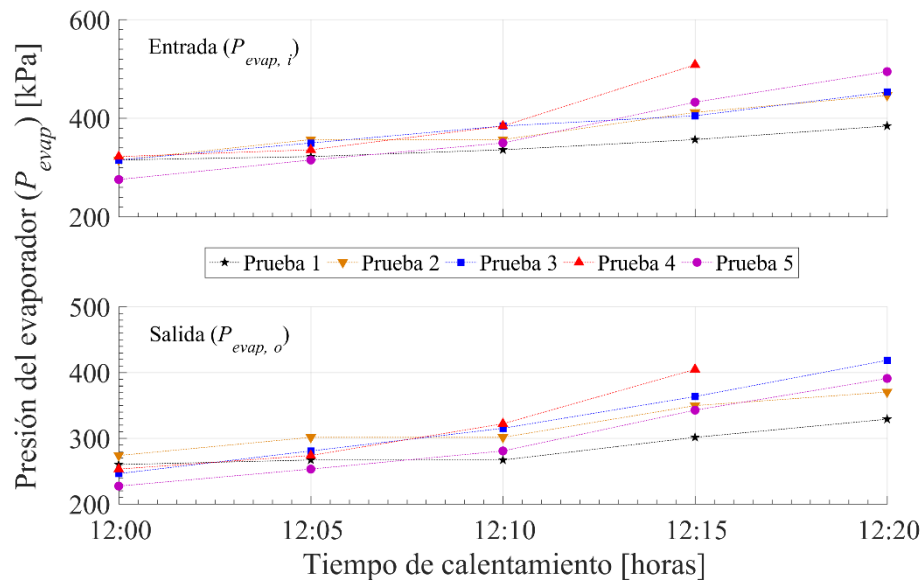


Figura 25. Presión del refrigerante a la entrada y salida del colector/evaporador.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

El R290 tiene una temperatura de ebullición a $-42\text{ }^{\circ}\text{C}$, mientras que el R600a presenta este parámetro a los $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Debido a las condiciones operativas del sistema, el R290 gana más calor en el colector / evaporador en el lapso de calentamiento, mientras que el R600a eleva más su temperatura entre la entrada y salida del colector / evaporador como muestra la Figura 26a [11]. Al finalizar el tiempo de calentamiento, el R290 entró a $-0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ y elevó su temperatura $0.6\text{ }^{\circ}\text{C}$, por otra parte, el R600a ingresó a 4.8 y elevó su temperatura $10.9\text{ }^{\circ}\text{C}$. Estos incrementos de temperatura en este intercambiador de calor se producen a expensas de una caída de presión como se ilustra en la Figura 26b. Esta variación de presión utilizando R600a es muy tenue, e incluso suele permanecer constante, como fue

el caso al finalizar el tiempo de calentamiento, donde se mantuvo a 225.43 kPa. Mientras que, con el R290, esta caída de presión es más significativa ya que, al finalizar el tiempo de calentamiento, el refrigerante entró al colector / evaporador a 446.09 y bajó 75.84 kPa.

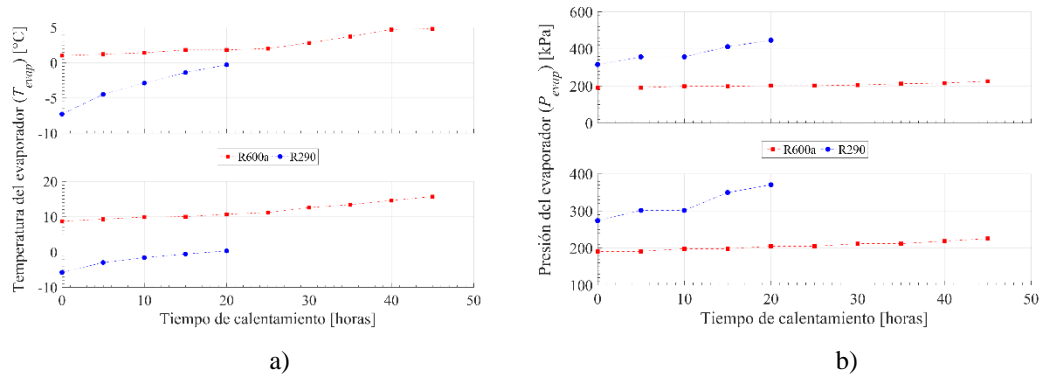


Figura 26. Colector/evaporador a) temperatura de operación, b) presión de operación.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

El calor ganado por el colector / evaporador es transferido al refrigerante y fue calculado aplicando la ecuación (13). La Figura 27 indica la cantidad de energía térmica que el colector / evaporador ganó en el lapso de calentamiento. El valor máximo y mínimo al finalizar los ensayos experimentales se registró en las pruebas 4 y 1 con 138.23 y 179.79 W, respectivamente. En promedio, la prueba 3 ganó 152.31 W, valor 13.6 % superior al presentado en la prueba 1.

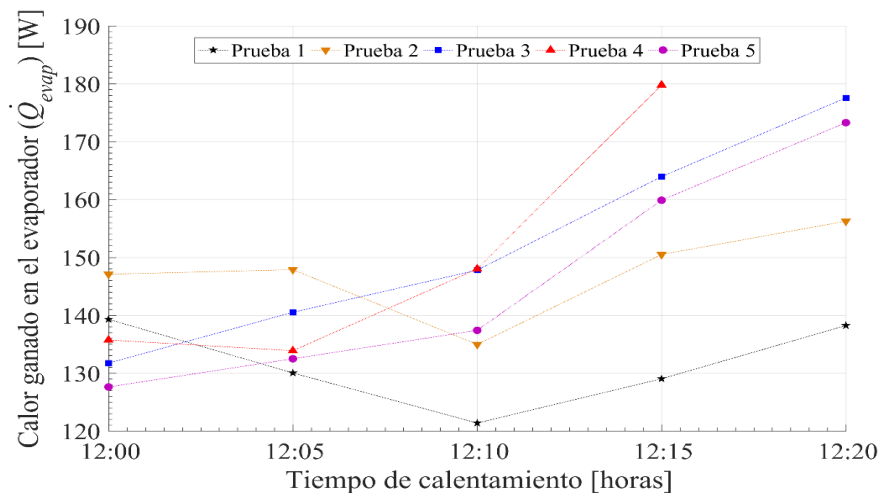


Figura 27. Calor ganado por el colector/evaporador.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

Debido a que es un sistema DX-SAHP, el rendimiento va a depender directamente de la radiación solar de incidencia. El colector / evaporador, a más de absorber la energía solar térmica, también absorbe energía de los alrededores por convección. En la Figura 28 se observa la variación del calor recolectado por el colector / evaporador en función de la radiación solar. En la prueba 4, cuando hubo $455 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ de radiación solar, el colector / evaporador ganó 179.79 W . Mientras que en la prueba 2, cuando la radiación se redujo a $437.4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, el colector / evaporador ganó un valor de calor 13.09% inferior.

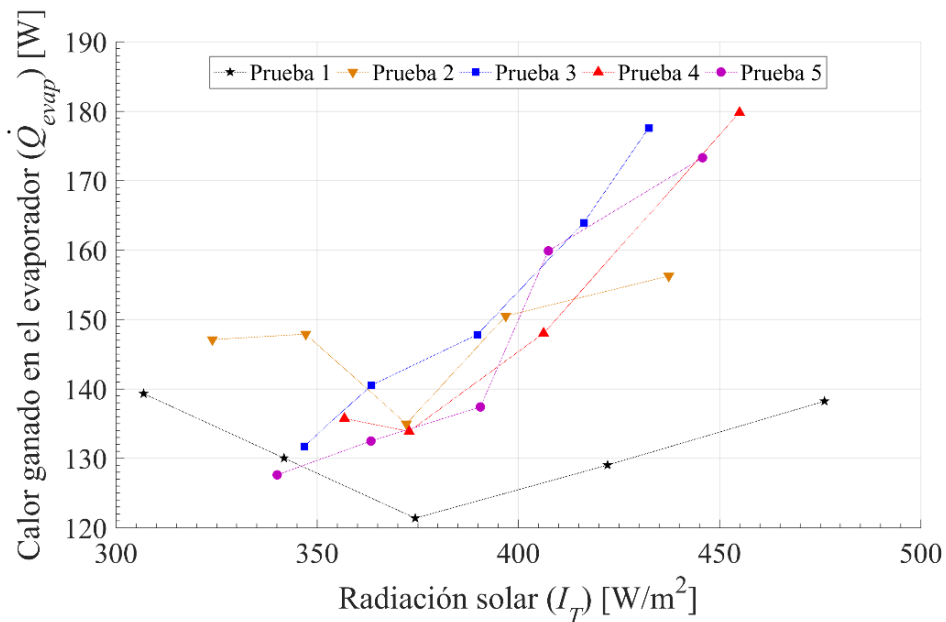


Figura 28. Calor ganado por el colector/evaporador en función de la radiación solar.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

La Figura 29a muestra la comparación del calor ganado por el colector / evaporador entre el R290 y el R600a. Utilizando R290, el calor máximo ganado fue de 156.25 W , mientras que el valor obtenido con R600a fue 13.16% inferior. La tendencia mostrada en la Figura 29b es similar para los dos refrigerantes, mientras haya más radiación disponible, el calor ganado va a ser mayor. Con R600a, se alcanzó una ganancia máxima de calor de 135.69 W cuando hubo $507.18 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ de radiación solar, mientras que el R290 alcanzó los 156.25 W con el 86.24% de este valor de radiación.

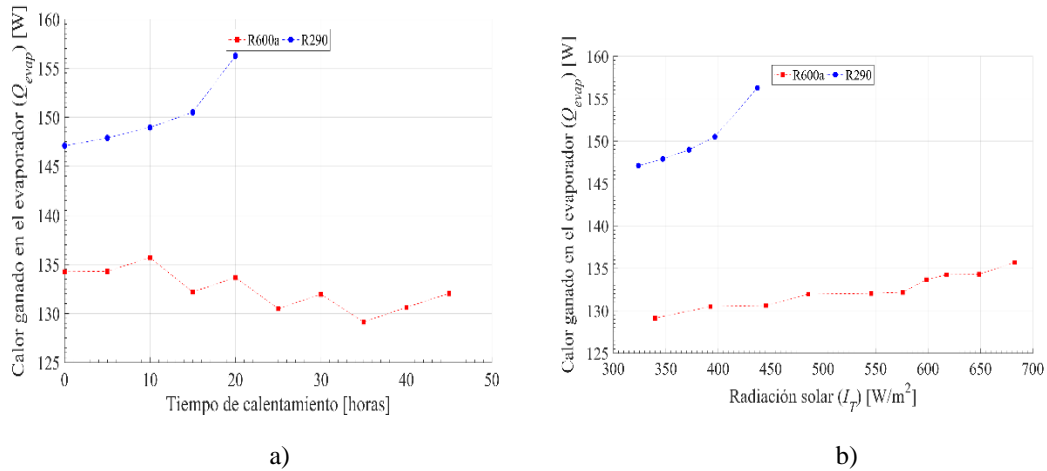


Figura 29. Calor ganado por el colector/evaporador a) en el tiempo, b) en función a la radiación solar.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

Para determinar la eficiencia del colector solar, se aplicó la ecuación (15) y los resultados son mostrados en la Figura 30. En promedio, la eficiencia del colector / evaporador inició en 50 %, llegando a presentar el valor más bajo al finalizar la prueba 5 con un 28.63 %. Durante el tiempo de calentamiento de esta prueba, la eficiencia se redujo un 22.32 %. A medida que transcurre el tiempo, al colector / evaporador se le dificulta transformar la radiación solar térmica en calor ganado, por lo que se reduce su eficiencia.

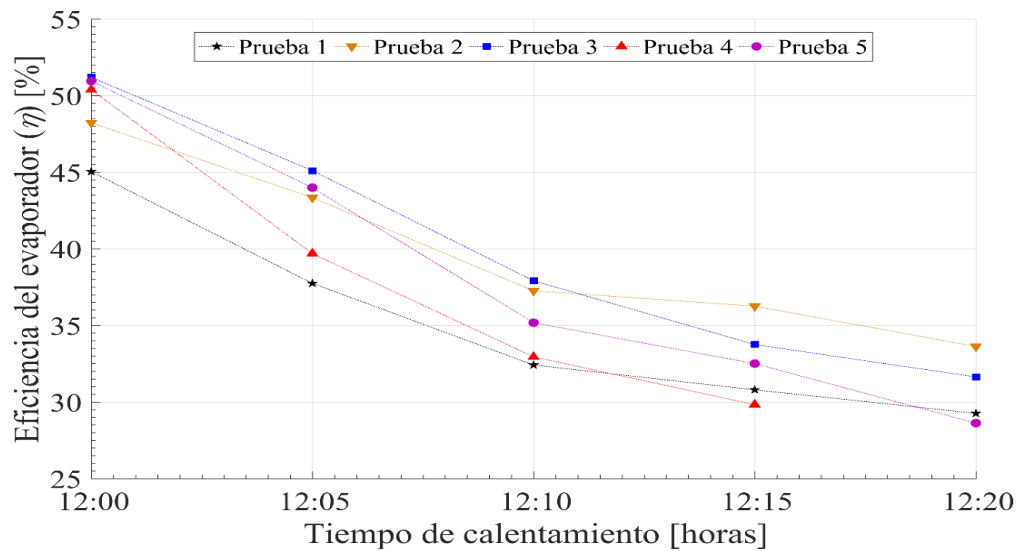


Figura 30. Eficiencia del colector/evaporador.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

Las ecuaciones (13), (15) permiten calcular la eficiencia de un colector solar y relacionar la cantidad de calor absorbido con respecto a la radiación solar incidente. La influencia de la radiación solar sobre la eficiencia del colector / evaporador se presenta en la Figura 31. La mayor eficiencia fue de 51.2 % al iniciar la prueba 3 cuando la radiación solar fue de 432.4 W·m⁻², mientras que el menor valor fue cuando inició la prueba 1, con 45.04 % a 306.9 W·m⁻². El mayor valor de radiación fue de 476.1 W·m⁻² en la prueba 1, donde se obtuvo una eficiencia mínima de 29.26 %. En esta prueba, cuando la radiación se redujo 35.54 %, la eficiencia disminuyó un 15.78 %. La ecuación (14) indica que la radiación solar es inversamente proporcional a la eficiencia, debido a que, al incrementar el valor de la radiación solar, la eficiencia va a reducir.

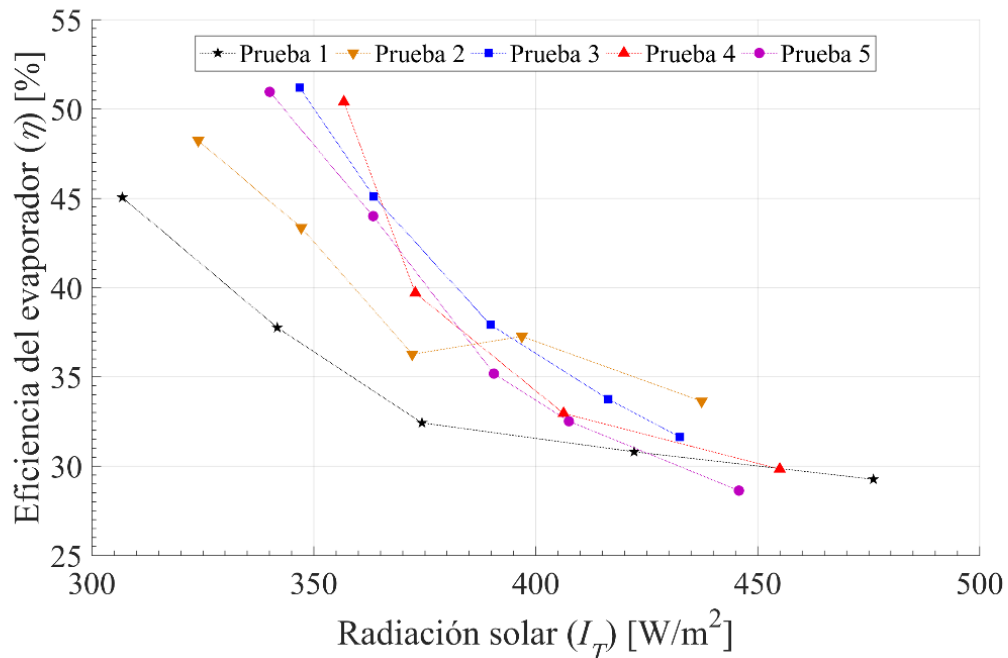


Figura 31. Eficiencia del colector/evaporador en función de la radiación solar.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

En la Figura 32a, se visualiza la variación de la eficiencia del colector / evaporador en el lapso de calentamiento. El valor más elevado se consiguió al iniciar las pruebas de funcionamiento, donde la eficiencia del colector / evaporador fue de 53.19 % utilizando R600a y descendió hasta 26.03 % al finalizar el tiempo de calentamiento. Por otra parte, al utilizar R290, la eficiencia máxima y mínima fue de 48.23 y 37.26 %. Con R290, la

eficiencia se redujo 4.96 % en comparación a la obtenido con R600a. Sin embargo, durante el tiempo de calentamiento, la eficiencia del colector / evaporador se redujo apenas 10.97 % con R290, mientras que con R600a, disminuyó 27.16 % durante el ensayo experimental. De igual manera, el comportamiento de la eficiencia en función a la radiación es presentado en la Figura 32b. Los resultados presentados son parecidos a los obtenidos en la investigación de Kong et al. [41]. Con R600a, la eficiencia máxima del colector / evaporador fue de 53.19 % bajo $339.8 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ de radiación solar. Mientras que con R290, la eficiencia se redujo 4.96 % con una radiación solar de $324 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$.

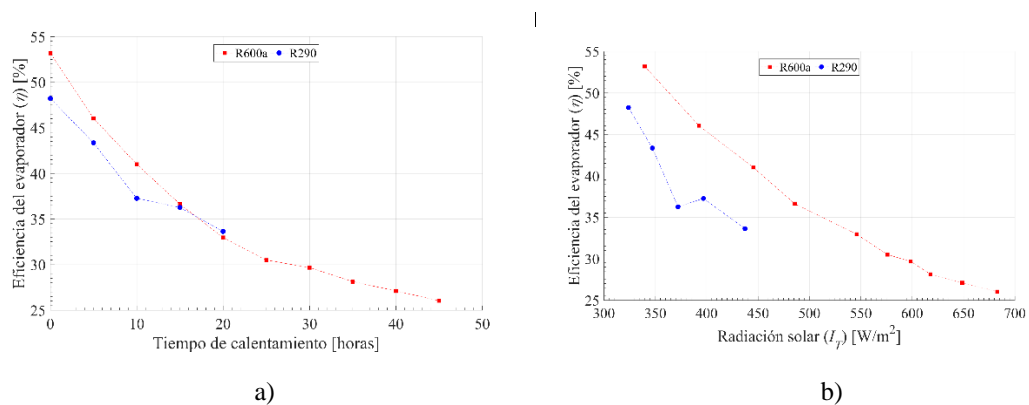


Figura 32. Eficiencia del colector/evaporador a) en el tiempo, b) en función a la radiación solar.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

3.7 Calidad del refrigerante

La calidad se define como el porcentaje de la masa de vapor existente en la masa total de refrigerante [38]. La Figura 33 muestra la variación de la calidad de vapor del fluido de trabajo a la entrada del colector / evaporador. Transcurrido el tiempo de calentamiento, la prueba 1 presentó 43.43 % de vapor y el menor valor de calidad fue en la prueba 5, donde el 37.87 % de la mezcla fue de vapor.

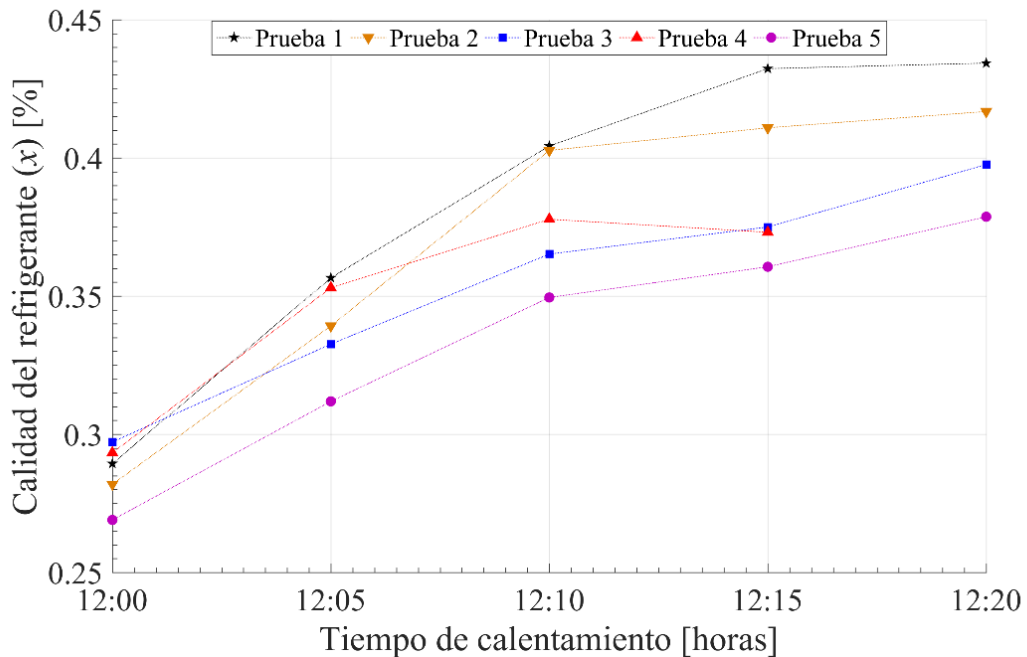


Figura 33. Calidad de vapor del refrigerante en el colector/evaporador.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

La Figura 34 muestra el porcentaje de vapor con el que el refrigerante entra al colector / evaporador con cada refrigerante. Al analizar los valores de presión indicados, se justifica la razón por la que el R290 se evapora en un rango superior al R600a. El R290 se comprime a valores más elevados de presión, lo que conlleva a un incremento en su temperatura de sobrecalentamiento. Entonces, después del proceso de estrangulamiento, el refrigerante sigue entrando a una temperatura más elevada en comparación al R600a y por este motivo se producen valores más elevados en la calidad de vapor del fluido de trabajo. Al finalizar el tiempo de calentamiento, la calidad de vapor del R600a a la entrada del colector / evaporador fue de 23.84 %. Mientras que la calidad de vapor del R290 fue de 41.68 %, es decir, este valor se incrementó un 42.8 % utilizando R290 con respecto al valor alcanzado con R600a.

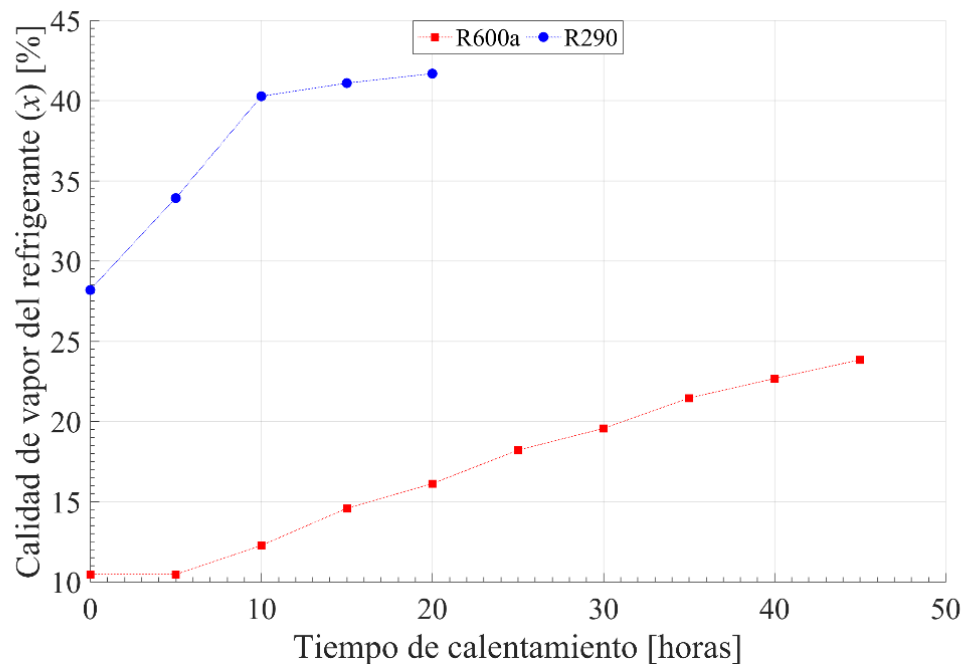


Figura 34. Calidad de vapor del refrigerante del R600a y R290.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

3.8 Coeficiente de rendimiento

El coeficiente de rendimiento de una bomba de calor se obtiene relacionando el flujo de calor que libera el condensador para calentar un medio con respecto a la potencia que demanda el compresor para su operación. Los valores de COP se obtuvieron realizando cálculos en función de la ecuación (11) y sus resultados durante las pruebas de funcionamiento se muestran en la Figura 35. Durante la prueba 3, se obtuvo el COP máximo de 8.09 y al finalizar, este valor fue 5.32, reduciendo un 34.29 % luego de 20 minutos. El mínimo COP obtenido fue de 4.5 al final de la prueba 2, disminuyendo un 57.99 % de su valor inicial.

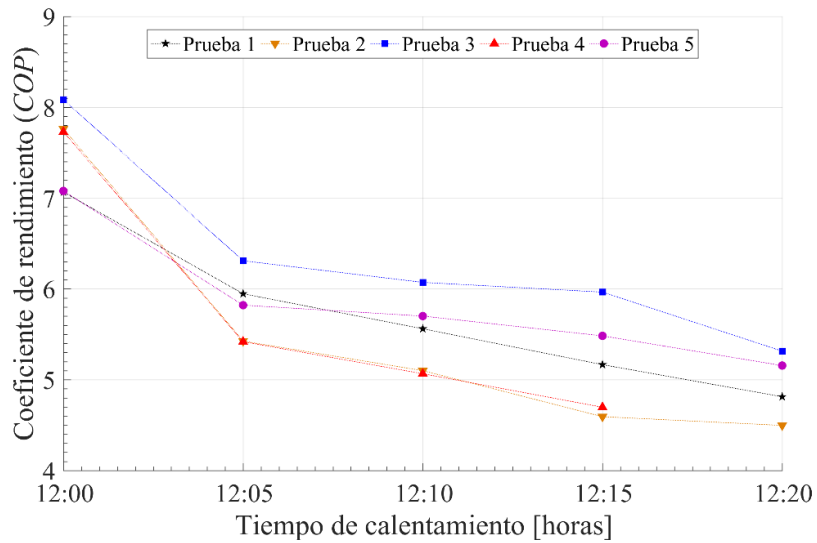


Figura 35. Variación del COP.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

La radiación solar influye directamente en el rendimiento del sistema, debido a que el colector / evaporador es el intercambiador de calor que absorbe esta energía. La Figura 36 indica la relación entre la radiación solar incidente y el COP del sistema. En la prueba 3, cuando se presentó una radiación solar de $432.4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$, el COP alcanzó un valor de 8.09. Por otra parte, cuando la radiación se redujo a 346.8, se tuvo un COP de 5.32. Durante esta prueba, el COP se redujo 34.24 % cuando la radiación solar incidente se redujo un 19.8 %. Entonces, se puede afirmar que, mientras la radiación solar incidente presente valores más altos, el rendimiento del sistema también va a incrementar su valor.

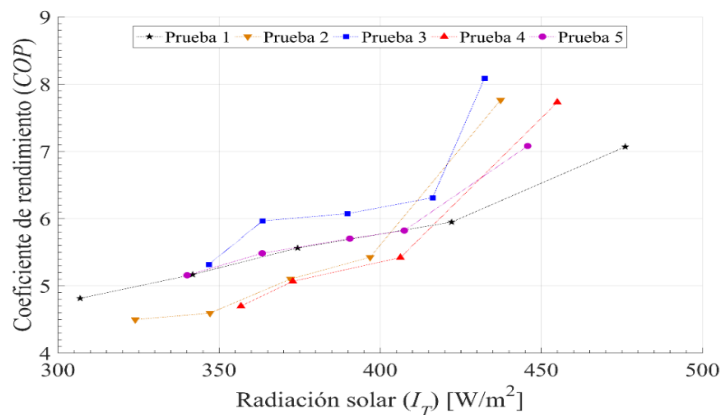


Figura 36. COP del sistema en función de la radiación solar.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

La Figura 37 presenta el efecto que genera el incremento en la temperatura del agua sobre el COP del sistema. La finalidad del sistema DX-SAHP es obtener agua caliente, por lo que la tendencia de la temperatura del agua siempre va a ser ir en aumento. Sin embargo, con el COP ocurre lo contrario, es decir, va a ir disminuyendo ya que el compresor requiere mayor potencia con el transcurso del tiempo y el calor cedido se mantiene. La temperatura inicial del agua fue aproximadamente 18 °C y el valor a alcanzar se fijó en 45 °C, alcanzando un COP máximo en la prueba 3 de 8.09 y mínimo de 4.5 en la prueba 2.

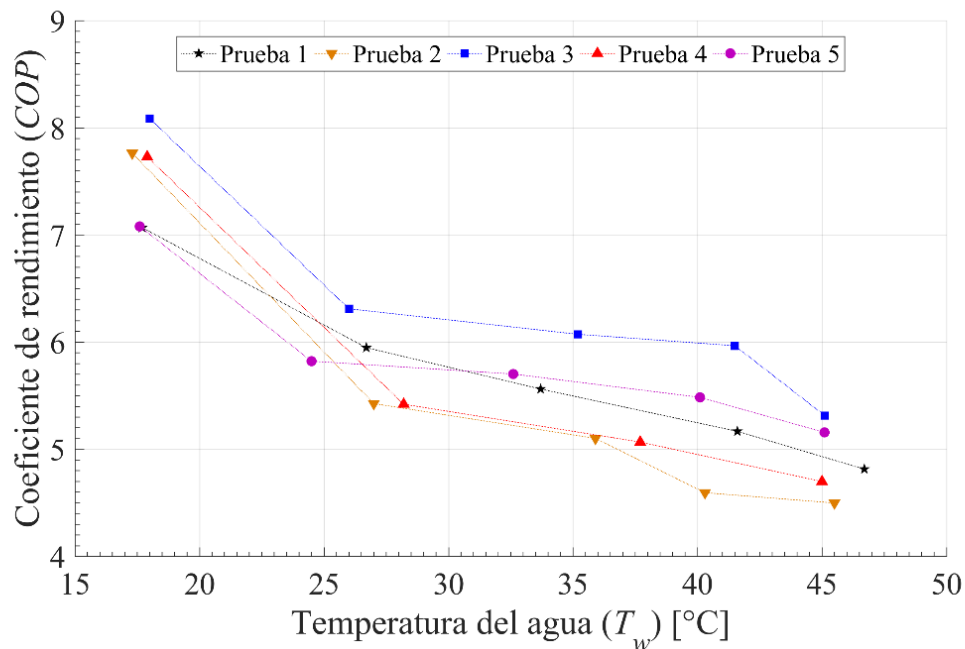


Figura 37. COP del sistema en función de la temperatura del agua.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

La Figura 38a presenta la variación del *COP* en función al aumento de la temperatura del agua. La tendencia del *COP* del sistema se mantiene utilizando ambos refrigerantes, es decir, el *COP* reduce su valor a medida que el agua incrementa su temperatura. Los valores de *COP* más elevados se obtuvieron al inicio de las pruebas, con R600a y R290 fueron de 9.76 y 7.76, respectivamente. Mientras que, al finalizar el tiempo de calentamiento, el *COP* con R290 fue de 4.5, un 29.36 % inferior al valor alcanzado al final de la prueba con R600a. En la Figura 38b se evidencia la atribución de la radiación solar

en el rendimiento del sistema. Utilizando R600a, cuando estuvo disponible una radiación solar de $507.18 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, el COP fue de 9.76. Por otra parte, mientras se utilizó R290, la radiación solar disminuyó $69.78 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ con respecto a la prueba con R600a y el COP alcanzado fue 20.49 % menor al obtenido con R600a.

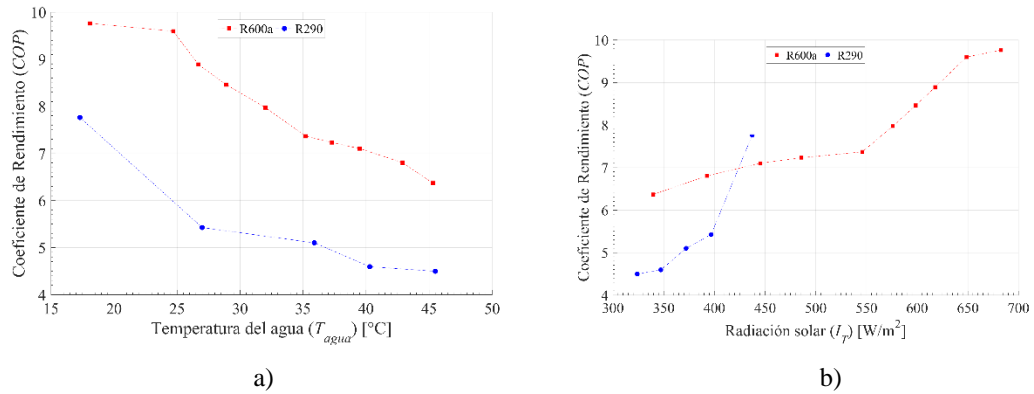


Figura 38. COP del sistema con respecto a) temperatura del agua, b) radiación solar.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

CONCLUSIONES

- Para la investigación desarrollada del funcionamiento de un sistema DX-SAHP y componentes relacionados con el uso de refrigerantes R290 y R600a se toma en cuenta las diferentes investigaciones citadas [[31], [17], [18], [11]], entre otros.
- Mediante el análisis de resultados en el sistema y bajo los parámetros, condiciones, en las cuales destacan una temperatura ambiente promedio de 18 °C; el lapso para calentar 5 litros de agua hasta los 45 °C tanto para el R290 y R600a fue de 20 y 45 minutos respectivamente, donde el tiempo del R290 es un 55.55 % menor respecto al R600a, la radiación promedio del R290 es de 437.4 W·m⁻², un 13.76 % inferior al valor máximo de radiación del R600a, la carga es de 90 y 60 g en los casos, lo que genera a una mayor compresión y un aumento en su temperatura de sobrecalentamiento, elevando la temperatura del agua.
- Las presiones máximas alcanzadas fueron de 1825.04 y 618.43 kPa donde se puede afirmar que es más riesgoso utilizar R290 ya que opera a una presión 66.11 % superior al valor alcanzado por el R600a, el flujo másico máximo obtenido es 6.546 y 4.938 g·s⁻¹ respectivamente, el flujo másico con R290 es 24.56 % superior al valor obtenido con R600a, el calor ganado por el colector / evaporador entre el R290 y el R600a, fue de 156.25 W, mientras que el valor obtenido con R600a fue 13.16 % inferior. La eficiencia del colector / evaporador durante el tiempo de calentamiento, al iniciar las pruebas fue de 53.19 % utilizando R600a y descendió hasta 26.03 % al finalizar el tiempo de calentamiento, por otra parte, al utilizar R290, la eficiencia máxima y mínima fue de 48.23 y 37.26 %.
- Bajo las condiciones de funcionamiento del sistema con los refrigerantes R290 y R600a se presenta el COP en función al aumento de la temperatura del agua, la tendencia del COP del sistema se mantiene utilizando ambos refrigerantes, es decir, el COP reduce su valor a medida que el agua incrementa su temperatura, los valores de COP más elevados fueron al inicio de las pruebas, con R600a y R290 fueron de 9.76 y 7.76, respectivamente. Mientras que, al finalizar el tiempo de

calentamiento, el COP con R290 fue de 4.5, un 29.36 % inferior al valor alcanzado al final de la prueba con R600a.

- El porcentaje de vapor con el que el refrigerante entra al colector / evaporador, se muestra al analizar los valores de presión indicados y se justifica la razón por la que el R290 se evapora en un rango superior al R600a, el R290 se comprime a valores más elevados de presión, lo que genera a un incremento en su temperatura de sobrecalentamiento, después del proceso de estrangulamiento, el refrigerante sigue entrando a una temperatura más elevada en comparación al R600a y por este motivo se producen valores mayores en la calidad de vapor del refrigerante, al finalizar el tiempo de calentamiento, la calidad de vapor del R600a a la entrada del colector/evaporador fue de 23.84 %. Mientras que la calidad de vapor del R290 fue de 41.68 %, es decir, este valor se incrementó un 42.8 % utilizando R290 con respecto al valor alcanzado con R600a.

RECOMENDACIONES

- Se debe hacer una revisión previa de las diferentes conexiones electromecánicas, de los accesorios que se encuentren en óptimas condiciones para el trabajo del sistema.
- Durante el funcionamiento, controlar frecuentemente los parámetros de medición como temperaturas, presiones y que los mismos se encuentren dentro de los rangos normales establecidos, debido a que si existe un aumento de presión mayor a 300 kPa el refrigerante R290 es volátil.
- El almacenamiento tanto del R290 como del R600a debe ser en un lugar adecuado, con ventilación, que no exista riesgos de caída de objetos sobre las bombonas de los refrigerantes y la temperatura del lugar no debe exceder los 50 °C, debido a que son volátiles.
- Se debe evitar que las partes electromecánicas del sistema tengan contacto directo con agua, debido a que afecta el funcionamiento, y puede provocar cortocircuitos, oxidaciones.

REFERENCIAS

- [1] Naciones Unidas, "Naciones Unidas," [En línea]. Available: <https://www.un.org/es/sections/issues-depth/population/index.html>. [Último acceso: 2019 06 2019].
- [2] Banco Mundial, "The World Bank," 2019. [En línea]. Available: <https://datos.bancomundial.org/indicador/EN.ATM.CO2E.PC?view=chart>. [Último acceso: 20 06 2019].
- [3] I. Alarcón , "El Comercio," 16 Junio 2019. [En línea]. Available: <https://www.elcomercio.com/tendencias/ecuador-plan-cumplir-acuerdo-paris.html>. [Último acceso: 15 11 2019].
- [4] J. A. Benjamín y O. Maserá, "Captura de carbono ante el cambio climático," *Madera y Bosques*, vol. 7, n° 1, pp. 3-12, 2001.
- [5] X. Lv, G. Yan y . J. Yu, "Solar-assisted auto-cascade heat pump cycle with zeotropic mixture," *Renewable Energy*, vol. 76, pp. 167 - 172, 2015.
- [6] L. Paradeshi, . M. Srinivas y S. Jayaraj, "Thermodynamic analysis of a direct expansion solar-assisted heat," *Journal of thermal analysis and calorimetry*, 2018.
- [7] 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.
- [8] K. Mani y V. Selladurai, "Experimental analysis of a new refrigerant mixture as drop-in replacement," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 47, p. 1490–1495, 2008.
- [9] K. Harby, "Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 73, p. 1247–1264, 2017.
- [10] A. S. Padalkar, K. . V. Mali y S. Devotta, "Simulated and experimental performance of split packaged air," *Applied Thermal Engineering* , n° 62, pp. 277- 284, 2014.

- [11] W. . M. Duarte, T. F. Paulino, J. . J. Pabon, S. Sawalha y L. Machado, ``Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for,`` *solar energy*, n° 184, p. 527–538, 2019.
- [12] R. Ghouali, P. Byrne, J. Miriel y F. Bazantay, ``Simulation study of a heat pump for simultaneous heating and cooling coupled to buildings,`` *energy and buildings*, pp. 141-149, 2014.
- [13] G. Yan, H. Hu y J. Yu, ``Performance evaluation on an internal auto-cascade refrigeration cycle with mixture refrigerant R290/R600a,`` *Applied Thermal Engineering*, vol. xxx, pp. 1-7, 2014.
- [14] V. Venzik, D. Roskosch, y B. Atakan, `` Propene/isobutane mixtures in heat pumps: an experimental investigation,`` *international Journal of Refrigeration* , pp. 84-96, 2017.
- [15] D. Sánchez, R. Cabello, . R. Llopis, I. Arauzo, J. Catalán y . E. Torrella , `` Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives,`` *International Journal of Refrigeration*, 2016.
- [16] J. . P. Fine, H. V. Nguyen, J. Friedman, W. H. Leong y S. B. Dworkin, ``A simplified ground thermal response model for analyzing solar-assisted ground source heat pump systems,`` *Energy Conversion and Management*, pp. 276-290, 2018.
- [17] X. Kong, . P. Sun, . Y. Li, . K. Jiang y . S. Dong, ``Experimental studies of a variable capacity direct-expansion solar-assisted heat pump water heater in autumn and winter conditions,`` *Solar Energy*, pp. 352-357, 2018.
- [18] F. Chaochao, Y. Gang y Y. Jianlin, ``Thermodynamic analysis of a modified solar assisted ejector-compression heat pump cycle with zeotropic mixture R290/R600a,`` *Applied Thermal Engineering*, n° 150, pp. 42-49, 2019.
- [19] R. Ghouali, P. Byrne y F. Bazantay , `` Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters,`` *International Journal of Refrigeration*, 2017.
- [20] L. Paradeshi, S. Mokka y J. Simon, ``Parametric studies of a Simple Direct Expansion Solar Assited Heat Pump Operating in a Hot and Humid Environment,`` *El Sevier*, n° 90, pp. 635-644, 2015.

- [21] M. Mohanraj, Y. Belyayev, S. Jayaraj y A. Kaltayev, ‘‘Research and developments on solar assisted compression heat pump systems – A comprehensive review (Part-B: Applications),’’ *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 83, pp. 124-155, 2017.
- [22] J. Guamán, M. García, D. Guevara y A. Ríos , ‘‘Evaluación del Impacto Económico en Diferentes Escenarios de Implementación de Tecnologías Efi cientes de Calentamiento de Agua en el Ecuador,’’ *Energía*, vol. XII, pp. 270-283, 2016.
- [23] V. Orejuela, D. Arias y . A. Aguila, ‘‘Response of Residential Electricity Demand Against Price Signals in Ecuador,’’ *IEEE*, 2015.
- [24] L. Merino, *Las energías renovables*, Madrid: Haya comunicación, 2007.
- [25] J. A. McGree y P. T. Greiner, ‘‘Renewable energy injustice: The socio-environmental implications of renewable energy consumption,’’ *Energy Research & Social Science*, nº 56, 2019.
- [26] A. Harjanne y J. M. Korhonen, ‘‘Abandoning the concept of renewable energy,’’ *Energy Policy*, pp. 330-340, 2019.
- [27] M. R. Peláez Samaniego y J. L. Espinoza Abad, *Energías renovables en el Ecuador. Situación actual, tendencias y perspectivas*, Cuenca: Gráficas Hernández, 2015.
- [28] T. . M. Letcher, *Future Energy*, Durban: Emeritus Professor, 2014.
- [29] C. Álvarez, *Energía Eólica*, Madrid: Idae, 2006.
- [30] J. A. Moragues y A. T. Rapallini, ‘‘CEDECAP,’’ 12 10 2004. [En línea]. Available: http://cedecap.org.pe/uploads/biblioteca/32bib_arch.pdf. [Último acceso: 22 12 2019].
- [31] Y. A. Cengel, *Termodinámica*, México: Mc Graw Hill, 2012.
- [32] Afec, *La Bomba de Calor, fundamentos, tecnología y casos prácticos.*, Madrid: Industrias Gráficas el Instalador, 2015.
- [33] F. J. Rey Martínez y E. Velasco Gómez, *Bombas de calor y energías renovables en edificios*, Madrid: Thomson, 2005.

- [34] A. Simbaña, V. Toaquiza y W. Quitiaquez, "Universidad Politécnica Salesiana," 3 enero 2018. [En línea]. Available: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/14974>. [Último acceso: 28 12 2019].
- [35] G. Hua Shi, L. Aye, D. Li y X. Jun Du, "Recent advances in direct expansion solar assisted heat pump systems: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 109, pp. 349-366, 2019.
- [36] F. . B. Gorozabel y T. Carbonell, "Diseños experimentales aplicados a una bomba de calor de expansión directa con energía solar," *Scielo*, vol. III, n° 20, 2017.
- [37] F. B, G. ChataI y T. Carbonell, "Actualidad y perspectivas de una bomba de calor de expansión directa con energía solar," *Scielo*, vol. 19, n° 1, pp. 49-58, 2016.
- [38] R. J. Dossat, Principios de Refrigeración, México D.F.: Compañía Editorial Continental, 2007.
- [39] K. Ocampo, "Cero grados celsius," Revista Cero Grados, 13 Diciembre 2016. [En línea]. Available: <https://0grados.com.mx/sobrecalentamiento/>. [Último acceso: 14 Septiembre 2019].
- [40] Bohn de México sa de cv, "Las fallas más comunes de su sistema de refrigeración y su solución en campo," de *Conferencia de BOHN*, México, 2008.
- [41] X. Q. Kong, Y. Li, L. Lin y Y. G. Yang, "Modeling evaluation of a directexpansion solar-assisted heat pump water heater using R410A," *International Journal of Refrigeration*, vol. 76, pp. 136-146, 2017.
- [42] E. G. Porras, S. R. Pulecio y J. J. Coronado, "Análisis de la fractura de una biela de compresor de refrigeración," *Ingeniería e investigación*, vol. 30, n° 1, pp. 130-135, 2010.
- [43] H. Hong, W. Li y C. Gu, "Performance study on a mechanical vapor compression evaporation system driven by Roots compressor," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, p. 343–349, 2018.
- [44] I. L. Paredes, Yataco , "Diseño de un sistema de refrigeración con dos temperaturas de evaporación empleando un solo compresor," lima, 2015.

- [45] A. I. Berny Dominguez y E. Bosquez Molina, Principios, usos y funcionamiento del sistema de refrigeración., Mexico: Universidad Autónoma Metropolitana Iztalapa, 2018.
- [46] O. D. Villasana, "Diseño de un condensador de coraza y tubos," México, 2010.
- [47] G. R. Almendariz, LLanos y D. I. Lara, Gavilanes, "Diseño, construcción y pruebas de un chiller para el laboratorio de transferencia de calor," *Facultad de mecànica*, 2014.
- [48] M. S. Buker y S. B. Riffat, "Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 55, pp. 399-413, 2016.
- [49] Z. Tian, B. Gu, C. Qian, . L. Yang y F. Liu, "Electronic expansion valve mass flow rate prediction based on dimensionless correlation and ANN model," *International Journal of Refrigeration*, 2015.
- [50] W. Whitman y J. William, Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado, Madrid: Thomson Editores, 2006.
- [51] Á. L. Miranda Barreras, Manual técnico de refrigerantes, Barcelona: Marcombo, 2012.
- [52] R. Llopis ,Doménech y D. García,Vacas, "Refrigerantes y equipos," España, 2013.
- [53] L. Elbakyan, "ASHRAE standards," *International Journal of Refrigeration*, n° 10, 1987.
- [54] Á. L. Miranda;Barrera , Manual técnico de refrigerantes, marcombo, 2010.
- [55] Á. L. Miranda Barreras, Manual técnico de refrigerantes, Barcelona: Marcombo, 2012.
- [56] J. P. Holman, Métodos experimentales para ingenieros 8th ed, New York: Mc Graw Hill, 2012.
- [57] P. Fernández , "Compresores," *Departamento de ingeniería eléctrica y energética*, 2018.

- [58] D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, I. Arauzo y E. torrella, "Análisis experimental del uso de refrigerantes de bajo GWP en una instalación frigorífica de compresión de vapor," *Departamento de Termodinámica Aplicada*, 2015.
- [59] M. Malaver, "Optimización del trabajo en un ciclo brayton con irreversibilidades," *Ingeniería*, vol. I, pp. 69-81, 2012.
- [60] S. N. Rabelo, T. F. Paulino, L. Machado y W. M. Duarte, "Economic analysis and design optimization of a direct expansion solar assisted heat pump," *Solar Energy*, vol. 188, pp. 164-174, 2019.
- [61] A. Koulibaly y J. J. González, Bayón, "Modelación de un colector solar para calentamiento de aire," *Scielo*, vol. 36, nº 3, 2015.
- [62] T. T. Chow, Y. Bai, K. Fong y Z. Lin, "Analysis of a solar assisted heat pump system for indoor swimming pool water and space heating," *Elsevier - Applied Energy*, vol. 100, pp. 309-317, 2012.
- [63] X. Q. Kong, D. Zhang, Y. Li y Q. M. Yang, "Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater," *Energy*, vol. 36, pp. 6830-6838, 2011.
- [64] J. A. Duffie y W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, New Jersey: John Wiley & Sons, 2013.
- [65] W. C. Whitman y W. M. Johnson, *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado*, Madrid: S.A. ediciones paraninfo, 2000.
- [66] D. Zhang, Q. B. Wu, J. P. Li y X. Q. 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. 520-526, 2014.
- [67] Servicio Ecuatoriano De Normalización, "Servicio Ecuatoriano De Normalización," 12 2016. [En línea]. Available: www.normalizacion.gob.ec. [Último acceso: 20 12 2019].
- [68] Z. Liu, G. Tang y F. Zhao, "Dynamic simulation of air-source heat pump during hot-gas defrost," *Applied Thermal Engineering*, nº 23, p. 675-685, 2003.

ANEXOS

Anexo 1. Partes principales de un sistema DX-SAHP



Figura A. 1. Compresor.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde



Figura A. 2. Colector / Evaporador.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde



Figura A. 3. Condensador.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde



Figura A. 4. Válvula de expansión electrónica.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

Anexo 2. Accesorios de un sistema DX-SAHP



Figura A. 5. Batería de 12 V.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde



Figura A. 6. Estación meteorológica.

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde



Figura A. 7. Controladores PID de temperaturas y manómetros de alta y baja presión.
Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

Anexo 3. Pruebas de funcionamiento



Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

Anexo 4. Datos obtenidos de pruebas de funcionamiento R290

| Fecha | | 31-oct | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|-----------------------------|------------------------------|------------------------------|-----------------------------|------------------------|-----------------------|-------------------------------|--|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|--|--|---|--|
| Tiempo [min] | T _{comp, in} [°C] | T _{comp, out} [°C] | T _{cond, out} [°C] | T _{evap, in} [°C] | P _{comp, in} [kPa] | P _{comp, out} [kPa] | P _{cond, out} [kPa] | P _{evap, in} [kPa] | T _{agua} [°C] | T _{amb} [°C] | Radiación [W/m ²] | COP $COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$ | h _{1@P1 y T1} [kJ/kg] | h _{2@P2 y T2} [kJ/kg] | h _{3@P3 y x=0} [kJ/kg] | h _{4h3=h4} [kJ/kg] | m [kg/s] $m = \frac{s_{sat} \cdot V_d}{V_{sc}}$ | V _{evap, in} [m ³ /kg] | Calidad $X = \frac{h_3 - h_f@P_{comp, in}}{h_g@P_{comp, in} - h_f@P_{comp, in}}$ | |
| 0 | -7,1 | 37,5 | 26,1 | -7,9 | 259,93 | 1066,62 | 997,67 | 315,09 | 17,7 | 16,4 | 476,1 | 7,07 | 572,2 | 621,9 | 270,6 | 270,6 | 0,004619 | 0,03856 | 0,2894 | |
| 5 | -5,4 | 46,6 | 34,7 | -6,3 | 266,83 | 1342,41 | 1273,46 | 321,99 | 26,7 | 16,1 | 422,2 | 5,95 | 574,7 | 630,4 | 298,8 | 298,8 | 0,004713 | 0,04729 | 0,3566 | |
| 10 | -3,9 | 51,9 | 41,0 | -5,3 | 266,83 | 1549,25 | 1480,30 | 335,77 | 33,7 | 16,5 | 374,4 | 5,56 | 577,1 | 634 | 317,8 | 317,8 | 0,004681 | 0,05111 | 0,4043 | |
| 15 | -0,9 | 57,1 | 46,1 | -2,4 | 301,30 | 1756,09 | 1687,15 | 356,46 | 41,6 | 16,5 | 341,8 | 5,17 | 580,7 | 639,6 | 335,4 | 335,4 | 0,005260 | 0,05291 | 0,4323 | |
| 20 | 0,1 | 61 | 49,9 | -1,3 | 328,88 | 1825,04 | 1756,09 | 384,04 | 46,7 | 16,5 | 306,9 | 4,81 | 581,2 | 644,2 | 341,1 | 341,1 | 0,005757 | 0,04973 | 0,4343 | |

| Fecha | | 02-nov | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|-----------------------------|------------------------------|------------------------------|-----------------------------|------------------------|-----------------------|-------------------------------|--|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|--|--|---|--|
| Tiempo [min] | T _{comp, in} [°C] | T _{comp, out} [°C] | T _{cond, out} [°C] | T _{evap, in} [°C] | P _{comp, in} [kPa] | P _{comp, out} [kPa] | P _{cond, out} [kPa] | P _{evap, in} [kPa] | T _{agua} [°C] | T _{amb} [°C] | Radiación [W/m ²] | COP $COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$ | h _{1@P1 y T1} [kJ/kg] | h _{2@P2 y T2} [kJ/kg] | h _{3@P3 y x=0} [kJ/kg] | h _{4h3=h4} [kJ/kg] | m [kg/s] $m = \frac{s_{sat} \cdot V_d}{V_{sc}}$ | V _{evap, in} [m ³ /kg] | Calidad $X = \frac{h_3 - h_f@P_{comp, in}}{h_g@P_{comp, in} - h_f@P_{comp, in}}$ | |
| 0 | -5,8 | 35,9 | 26,7 | -7,3 | 273,72 | 1066,62 | 997,67 | 315,09 | 17,3 | 17,5 | 437,4 | 7,76 | 573,7 | 618,5 | 270,60 | 270,60 | 0,004853 | 0,03856 | 0,2819 | |
| 5 | -3,0 | 51 | 36,6 | -4,5 | 301,30 | 1342,41 | 1273,46 | 356,46 | 27 | 17,5 | 396,9 | 5,43 | 577,2 | 640,1 | 298,80 | 298,80 | 0,005312 | 0,04106 | 0,3392 | |
| 10 | -1,6 | 56,5 | 42,8 | -2,9 | 301,30 | 1618,20 | 1549,25 | 356,46 | 35,9 | 17,6 | 372,2 | 5,10 | 579,5 | 641,9 | 323,80 | 323,80 | 0,005278 | 0,04915 | 0,4027 | |
| 15 | -0,6 | 61 | 47,6 | -1,4 | 349,56 | 1756,09 | 1687,15 | 411,62 | 40,3 | 17,7 | 347,2 | 4,59 | 579,2 | 647 | 335,40 | 335,40 | 0,006173 | 0,04381 | 0,4109 | |
| 20 | 0,3 | 62,6 | 48,9 | -0,3 | 370,25 | 1825,04 | 1756,09 | 446,09 | 45,5 | 17,8 | 324 | 4,50 | 579,8 | 648,1 | 341,10 | 341,10 | 0,006546 | 0,0408 | 0,4168 | |

| Fecha | | 03-nov | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|-----------------------------|------------------------------|------------------------------|-----------------------------|------------------------|-----------------------|-------------------------------|--|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|--|--|---|--|
| Tiempo [min] | T _{comp, in} [°C] | T _{comp, out} [°C] | T _{cond, out} [°C] | T _{evap, in} [°C] | P _{comp, in} [kPa] | P _{comp, out} [kPa] | P _{cond, out} [kPa] | P _{evap, in} [kPa] | T _{agua} [°C] | T _{amb} [°C] | Radiación [W/m ²] | COP $COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$ | h _{1@P1 y T1} [kJ/kg] | h _{2@P2 y T2} [kJ/kg] | h _{3@P3 y x=0} [kJ/kg] | h _{4h3=h4} [kJ/kg] | m [kg/s] $m = \frac{s_{sat} \cdot V_d}{V_{sc}}$ | V _{evap, in} [m ³ /kg] | Calidad $X = \frac{h_3 - h_f@P_{comp, in}}{h_g@P_{comp, in} - h_f@P_{comp, in}}$ | |
| 0 | -6,2 | 35,2 | 26,2 | -7,1 | 246,14 | 1066,62 | 997,67 | 315,09 | 18 | 19,1 | 432,4 | 8,09 | 574,2 | 617,1 | 270,60 | 270,60 | 0,004339 | 0,03856 | 0,2972 | |
| 5 | -4,2 | 46,2 | 36,7 | -5,6 | 280,62 | 1342,41 | 1204,51 | 349,56 | 26 | 19,2 | 416,3 | 6,31 | 576,1 | 629,5 | 292,10 | 292,10 | 0,004948 | 0,04 | 0,3326 | |
| 10 | -2,8 | 49,3 | 38,0 | -4,1 | 315,09 | 1518,20 | 1411,36 | 384,04 | 35,2 | 19,9 | 389,8 | 6,07 | 576,9 | 629,2 | 311,60 | 311,60 | 0,005571 | 0,0408 | 0,3652 | |
| 15 | -1,2 | 53,5 | 41,2 | -2 | 363,35 | 1756,09 | 1549,25 | 404,72 | 41,5 | 19,8 | 363,5 | 5,97 | 577,6 | 628,7 | 323,80 | 323,80 | 0,006460 | 0,04144 | 0,3750 | |
| 20 | 0,5 | 56,5 | 44,2 | -0,6 | 418,51 | 1825,04 | 1756,09 | 452,99 | 45,1 | 20,4 | 346,8 | 5,32 | 578,1 | 633 | 341,10 | 341,10 | 0,007492 | 0,03997 | 0,3976 | |

| Fecha | | 06-nov | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|-----------------------------|------------------------------|------------------------------|-----------------------------|------------------------|-----------------------|-------------------------------|--|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|--|--|---|--|
| Tiempo [min] | T _{comp, in} [°C] | T _{comp, out} [°C] | T _{cond, out} [°C] | T _{evap, in} [°C] | P _{comp, in} [kPa] | P _{comp, out} [kPa] | P _{cond, out} [kPa] | P _{evap, in} [kPa] | T _{agua} [°C] | T _{amb} [°C] | Radiación [W/m ²] | COP $COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$ | h _{1@P1 y T1} [kJ/kg] | h _{2@P2 y T2} [kJ/kg] | h _{3@P3 y x=0} [kJ/kg] | h _{4h3=h4} [kJ/kg] | m [kg/s] $m = \frac{s_{sat} \cdot V_d}{V_{sc}}$ | V _{evap, in} [m ³ /kg] | Calidad $X = \frac{h_3 - h_f@P_{comp, in}}{h_g@P_{comp, in} - h_f@P_{comp, in}}$ | |
| 0 | -4,9 | 37,3 | 27,2 | -6,9 | 253,04 | 1066,62 | 997,67 | 321,99 | 17,9 | 21,9 | 455 | 7,73 | 576,1 | 621,4 | 270,6 | 270,6 | 0,004443 | 0,03733 | 0,2933 | |
| 5 | -3,2 | 51,5 | 36,1 | -4,4 | 273,72 | 1342,41 | 1273,46 | 335,77 | 28,2 | 19,8 | 406,3 | 5,42 | 578 | 641,2 | 298,8 | 298,8 | 0,004795 | 0,04464 | 0,3530 | |
| 10 | -1,2 | 56,1 | 41,3 | -2,5 | 321,99 | 1549,25 | 1480,30 | 384,04 | 37,7 | 19,3 | 372,9 | 5,07 | 579,3 | 643,7 | 317,8 | 317,8 | 0,005660 | 0,04267 | 0,3778 | |
| 15 | 0,8 | 60,3 | 45,0 | -0,9 | 404,72 | 1721,62 | 1618,20 | 508,14 | 45 | 19,3 | 356,8 | 4,70 | 579,2 | 646,7 | 329,7 | 329,7 | 0,007206 | 0,03142 | 0,3731 | |

| Fecha | 12-nov | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------|---------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|------------------------|-----------------------|-------------------------------|--|--------------------|--------------------|---------------------|------------------|--|---|--|
| Tiempo [min] | T _{comp,in} [°C] | T _{comp,out} [°C] | T _{coud,out} [°C] | T _{evap,in} [°C] | P _{comp,in} [kPa] | P _{comp,out} [kPa] | P _{coud,out} [kPa] | P _{evap,in} [kPa] | T _{agua} [°C] | T _{amb} [°C] | Radiación [W/m ²] | COP $COP = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$ | h1@P1 y T1 [kJ/kg] | h2@P2 y T2 [kJ/kg] | h3@P3 y x=0 [kJ/kg] | h4@h3-h4 [kJ/kg] | m [kg/s] $m = \frac{V_{in} \rho V_f}{V_{in}}$ | V _{evap,in} [m ³ /kg] | Calidad $X = \frac{h_3 - h_f @ P_{evap,in}}{h_g @ P_{evap,in} - h_f @ P_{evap,in}}$ |
| 0 | -6,1 | 37,9 | 19,0 | -7,6 | 227,20 | 928,72 | 859,78 | 275,46 | 17,6 | 15,2 | 445,8 | 7,08 | 575,2 | 627,9 | 254,80 | 254,80 | 0,003983 | 0,04049 | 0,2690 |
| 5 | -4,3 | 47,0 | 27,1 | -5,9 | 253,04 | 1135,57 | 1066,62 | 315,09 | 24,5 | 15,1 | 407,5 | 5,82 | 577,0 | 639,1 | 278,00 | 278,00 | 0,004431 | 0,04123 | 0,3119 |
| 10 | -3,1 | 50,3 | 32,8 | -3,7 | 280,62 | 1376,88 | 1273,46 | 349,56 | 32,6 | 14,8 | 390,6 | 5,70 | 577,9 | 637,2 | 298,80 | 298,80 | 0,004923 | 0,0422 | 0,3495 |
| 15 | -0,9 | 53,6 | 35,9 | -2,3 | 342,67 | 1549,25 | 1445,83 | 432,30 | 40,1 | 14,5 | 363,4 | 5,48 | 579,0 | 637,9 | 314,70 | 314,70 | 0,006049 | 0,03535 | 0,3606 |
| 20 | 0,3 | 55,9 | 37,7 | -0,8 | 390,93 | 1656,09 | 1618,20 | 494,35 | 45,1 | 14,5 | 340,1 | 5,16 | 579,0 | 638,9 | 329,70 | 329,70 | 0,006951 | 0,03269 | 0,3787 |

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde

Anexo 5. Datos obtenidos de pruebas de funcionamiento R600a

| Tiempo [min] | T _{comp,in} [°C] | T _{comp,out} [°C] | T _{coud,out} [°C] | T _{evap,in} [°C] | P _{comp,in} [kPa] | P _{comp,out} [kPa] | P _{coud,out} [kPa] | P _{evap,in} [kPa] | T _{agua} [°C] | T _{amb} [°C] | Radiación [W/m ²] | I _T [W/m ²] $I_T = I \cos(\theta) + I_D$ | COP $COP = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$ | Q _{evap} [W] $\dot{Q}_{evap} = \dot{m} (h_{evap} - h_{cond})$ | η [%] $\eta = \frac{\dot{Q}_{evap}}{I_T A}$ | h1@P1 y T1 [kJ/kg] | h2@P2 y T2 [kJ/kg] | h3@P3 y x=0 [kJ/kg] | h4@h3-h4 [kJ/kg] | m [kg/s] $m = \frac{V_{in} \rho V_f}{V_{in}}$ | V _{evap,in} [m ³ /kg] | Calidad $X = \frac{h_3 - h_f @ P_{evap,in}}{h_g @ P_{evap,in} - h_f @ P_{evap,in}}$ |
|--------------|---------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|------------------------|-----------------------|-------------------------------|--|--|---|--|--------------------|--------------------|---------------------|------------------|--|---|--|
| 0 | 8,4 | 34,7 | 29,9 | 1,2 | 204,75 | 301,27 | 259,90 | 211,64 | 17,8 | 17,6 | 355,5 | 286,93 | 8,94 | 150,82 | 0,2527 | 566,5 | 608,2 | 235,6 | 235,6 | 0,004538 | 0,00941 | 0,0503 |
| 5 | 9,6 | 36,0 | 32,9 | 2,0 | 211,64 | 342,64 | 294,38 | 218,54 | 23,5 | 17,8 | 416,4 | 336,08 | 8,93 | 151,75 | 0,4515 | 568,2 | 608,9 | 245,2 | 245,2 | 0,004698 | 0,01384 | 0,0716 |
| 10 | 10,4 | 38,8 | 35,4 | 2,1 | 211,64 | 377,12 | 328,85 | 218,54 | 27,3 | 18,3 | 446,7 | 360,53 | 8,31 | 147,64 | 0,4095 | 569,6 | 612,7 | 254,2 | 254,2 | 0,004681 | 0,01724 | 0,0974 |
| 15 | 10,9 | 41,5 | 37,9 | 2,2 | 218,54 | 411,59 | 363,33 | 225,43 | 30,2 | 18,8 | 491,3 | 396,53 | 7,64 | 148,76 | 0,3751 | 570,1 | 616,4 | 262,5 | 262,5 | 0,004836 | 0,01976 | 0,1152 |
| 20 | 11,6 | 42,7 | 39,4 | 2,3 | 218,54 | 446,06 | 397,80 | 225,43 | 32,1 | 19,2 | 524,9 | 423,65 | 7,54 | 145,08 | 0,3425 | 571,3 | 617,2 | 270,3 | 270,3 | 0,004820 | 0,02352 | 0,1378 |
| 25 | 12,8 | 45,5 | 42,0 | 3,3 | 218,54 | 480,54 | 432,27 | 232,33 | 35,3 | 19,9 | 567,1 | 457,71 | 7,17 | 141,71 | 0,3096 | 573,3 | 621,2 | 277,7 | 277,7 | 0,004794 | 0,02538 | 0,1593 |
| 30 | 13,8 | 47,2 | 43,5 | 4,0 | 239,22 | 549,48 | 501,22 | 239,22 | 37,9 | 20,5 | 598,2 | 482,81 | 6,93 | 148,74 | 0,3081 | 574 | 621,7 | 291,5 | 291,5 | 0,005265 | 0,03009 | 0,1815 |
| 35 | 14,2 | 49,0 | 44,6 | 5,4 | 239,22 | 583,96 | 535,69 | 246,11 | 40,7 | 21,0 | 608,4 | 491,04 | 6,64 | 145,46 | 0,2962 | 574,7 | 623,8 | 297,9 | 297,9 | 0,005255 | 0,03132 | 0,2002 |
| 40 | 15,0 | 50,9 | 46,8 | 6,1 | 239,22 | 618,43 | 570,17 | 253,01 | 43,2 | 21,3 | 608,5 | 539,55 | 6,44 | 142,42 | 0,2640 | 576,1 | 626,1 | 304,1 | 304,1 | 0,005236 | 0,0324 | 0,2182 |
| 45 | 15,7 | 52,9 | 48,4 | 6,5 | 246,11 | 652,91 | 604,84 | 259,90 | 45,1 | 21,4 | 689,5 | 556,50 | 6,16 | 143,75 | 0,2583 | 577 | 628,7 | 310 | 310 | 0,005384 | 0,03335 | 0,2300 |

| Tiempo [min] | T _{comp,in} [°C] | T _{comp,out} [°C] | T _{coud,out} [°C] | T _{evap,in} [°C] | P _{comp,in} [kPa] | P _{comp,out} [kPa] | P _{coud,out} [kPa] | P _{evap,in} [kPa] | T _{agua} [°C] | T _{amb} [°C] | Radiación [W/m ²] | I _T [W/m ²] $I_T = I \cos(\theta) + I_D$ | COP $COP = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$ | Q _{evap} [W] $\dot{Q}_{evap} = \dot{m} (h_{evap} - h_{cond})$ | η [%] $\eta = \frac{\dot{Q}_{evap}}{I_T A}$ | h1@P1 y T1 [kJ/kg] | h2@P2 y T2 [kJ/kg] | h3@P3 y x=0 [kJ/kg] | h4@h3-h4 [kJ/kg] | m [kg/s] $m = \frac{V_{in} \rho V_f}{V_{in}}$ | V _{evap,in} [m ³ /kg] | Calidad $X = \frac{h_3 - h_f @ P_{evap,in}}{h_g @ P_{evap,in} - h_f @ P_{evap,in}}$ |
|--------------|---------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|------------------------|-----------------------|-------------------------------|--|--|---|--|--------------------|--------------------|---------------------|------------------|--|---|--|
| 0 | 6,6 | 32,7 | 30,1 | 0,2 | 190,96 | 342,64 | 311,62 | 184,06 | 18,0 | 17,5 | 301,3 | 291,07 | 9,12 | 134,00 | 0,4604 | 564,2 | 602,9 | 249,80 | 249,80 | 0,004262 | 0,02407 | 0,1046 |
| 5 | 7,0 | 34,4 | 31,4 | 0,3 | 197,85 | 377,12 | 346,09 | 190,96 | 26,1 | 18,2 | 362,7 | 330,38 | 8,64 | 135,30 | 0,3861 | 564,5 | 604,6 | 258,40 | 258,40 | 0,004420 | 0,02901 | 0,1226 |
| 10 | 8,8 | 37,1 | 32,7 | 1,6 | 197,85 | 411,59 | 380,56 | 190,96 | 27,7 | 18,5 | 419,9 | 405,64 | 8,42 | 131,96 | 0,3253 | 567,5 | 608,1 | 266,50 | 266,50 | 0,004384 | 0,03123 | 0,1458 |
| 15 | 9,8 | 38,6 | 35,6 | 2,4 | 204,75 | 446,06 | 415,04 | 197,85 | 30,3 | 18,6 | 489,4 | 472,78 | 8,26 | 133,51 | 0,2824 | 568,9 | 600,5 | 274,10 | 274,10 | 0,004520 | 0,03311 | 0,1612 |
| 20 | 11,4 | 41,6 | 38,4 | 3,1 | 204,75 | 480,54 | 449,51 | 197,85 | 33,0 | 18,7 | 523,6 | 505,82 | 7,89 | 130,55 | 0,2581 | 571,6 | 613,7 | 281,30 | 281,30 | 0,004497 | 0,03699 | 0,1820 |
| 25 | 12,4 | 44,3 | 40,1 | 3,3 | 204,75 | 515,01 | 483,98 | 204,75 | 35,3 | 18,7 | 580,2 | 560,50 | 7,45 | 127,64 | 0,2277 | 573,3 | 617,5 | 288,20 | 288,20 | 0,004477 | 0,03828 | 0,2017 |
| 30 | 12,9 | 45,1 | 40,8 | 3,6 | 211,64 | 549,48 | 518,46 | 204,75 | 37,4 | 18,9 | 609,3 | 588,61 | 7,38 | 129,20 | 0,2195 | 573,8 | 617,6 | 294,70 | 294,70 | 0,004620 | 0,04171 | 0,2145 |
| 35 | 13,6 | 46,4 | 42,2 | 3,7 | 211,64 | 583,96 | 552,93 | 204,75 | 39,2 | 19,0 | 627,3 | 606,00 | 7,28 | 126,45 | 0,2087 | 575,0 | 618,6 | 301,00 | 301,00 | 0,004615 | 0,04498 | 0,2327 |
| 40 | 14,7 | 48,4 | 44,5 | 3,8 | 211,64 | 618,43 | 587,41 | 204,75 | 41,5 | 19,3 | 646,6 | 624,64 | 7,10 | 123,92 | 0,1984 | 576,9 | 621,1 | 307,10 | 307,10 | 0,004593 | 0,04814 | 0,2501 |
| 45 | 15,0 | 48,8 | 45,2 | 4,1 | 218,54 | 618,43 | 587,41 | 218,54 | 43,0 | 19,7 | 671,3 | 648,51 | 7,02 | 128,20 | 0,1977 | 577,1 | 621,9 | 307,10 | 307,10 | 0,004748 | 0,04331 | 0,2442 |
| 50 | 16,2 | 51,7 | 48,1 | 5 | 225,43 | 652,91 | 621,88 | 225,43 | 45,4 | 20,0 | 696,8 | 673,14 | 6,60 | 129,87 | 0,1929 | 578,8 | 626,3 | 312,90 | 312,90 | 0,004884 | 0,04393 | 0,2553 |

Elaborado por: Henry Delgado y Diego Recalde