



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**“LA BOMBA DE CALOR COMO ALTERNATIVA
TECNOLÓGICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE
SANITARIA. EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL SISTEMA Y
FUENTES DE CALOR”**

Trabajo de titulación

Tipo: Proyecto de investigación

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO INDUSTRIAL

AUTOR:

JHONATAN JAVIER SUÁREZ ESPINOSA

Riobamba – Ecuador

2021



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**“LA BOMBA DE CALOR COMO ALTERNATIVA
TECNOLÓGICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE
SANITARIA. EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL SISTEMA Y
FUENTES DE CALOR”**

Trabajo de titulación

Tipo: Proyecto de investigación

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO INDUSTRIAL

AUTOR: JHONATAN JAVIER SUÁREZ ESPINOSA

DIRECTOR: Ing. DANIELA CARINA VÁSCONEZ NÚÑEZ

Riobamba – Ecuador

2021

© 2021, Jhonatan Javier Suárez Espinosa

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho del Autor.

Yo, Jhonatan Javier Suárez Espinosa, declaro que el presente trabajo de titulación es de mi autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 28 de junio de 2021

A handwritten signature in blue ink, reading "Jhonatan Suárez", enclosed within a large, stylized blue oval. The signature is written in a cursive style.

Jhonatan Javier Suárez Espinosa

0504186503

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

El Tribunal del trabajo de titulación certifica que: El trabajo de titulación; Tipo: Proyecto de investigación: **“LA BOMBA DE CALOR COMO ALTERNATIVA TECNOLÓGICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA. EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL SISTEMA Y FUENTES DE CALOR”**, realizado por el señor: **JHONATAN JAVIER SUÁREZ ESPINOSA**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Trabajo de Titulación, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Marco Homero Almendariz Puente Msc. PRESIDENTE DEL TRIBUNAL	_____	2021-06-28
Ing. Daniela Carina Vásquez Núñez Ph.D. DIRECTORA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	_____	2021-06-28
Ing. Fernando Mauricio Tello Oquendo Ph.D. MIEMBRO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	_____	2021-06-28

DEDICATORIA

A Dios.

Por haberme dado salud, fuerza y capacidad necesaria de llegar a esta etapa de mi vida para lograr mis objetivos planteados desde el primer día, además por su bendita bondad y amor.

A mi madre

Por haberme apoyado en cada instante y brindarme confianza en cada momento de necesidad, por cada consejo entregado para ser una persona de bien, en fin, por su infinito amor demostrado.

A mi padre

Por ser un pilar fundamental de constancia, perseverante y de no permitir que decaiga en cada momento de necesidad, entregándome su confianza total, para dar solución al objetivo planteado desde que ingresé a esta prestigiosa institución.

A mis hermanos

Sin duda alguna por ser uno de los ejes fundamentales en mi vida personal y estudiantil, por brindarme su apoyo incondicional sin necesidad de interés alguno. Y a toda mi familia que estuvieron presente y supieron guiarme en cada etapa de mi vida, que con su constancia y la mía se logró lo deseado.

Jhonatan Javier Suárez Espinosa

AGRADECIMIENTO

Agradezco a todos mis profesores, que han contribuido con sus conocimientos y experiencias para llegar a ser un buen profesional.

Jhonatan Javier Suárez Espinosa

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xiv
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xv
RESUMEN.....	xvi
ABSTRACT.....	xvi
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPITULO I

1. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL.....	4
1.1 Bomba de calor.....	4
1.1.1 Principio de funcionamiento de la bomba de calor.....	4
1.1.2 Tipos de bombas de calor.....	5
1.1.2.1 Bombas de calor aire – aire.....	5
1.1.2.2 Bombas de calor aire – agua.....	6
1.1.2.3 Bombas de calor agua – aire.....	7
1.1.2.4 Bombas de calor agua – agua.....	8
1.1.2.5 Bombas de calor suelo – aire.....	8
1.1.2.6 Bombas de calor suelo – agua.....	9
1.2 Componentes de la bomba de calor.....	11
1.2.1 Compresor.....	11
1.2.1.1 Clasificación.....	11
1.2.1.2 Tipos de compresores.....	13
1.2.2 Intercambiadores de calor.....	16
1.2.2.1 Intercambiado de calor de tubos y aletas.....	16
1.2.2.2 Intercambiadores de placas.....	16

1.2.2.3	<i>Intercambiador de calor por placas soldadas</i>	17
1.2.2.4	<i>Intercambiadores de calor de carcasa - tubos</i>	17
1.2.3.	<i>Válvula de expansión</i>	19
1.2.3.1	<i>Tubo capilar</i>	19
1.2.3.2	<i>Válvula automática</i>	20
1.2.3.3	<i>Válvula de expansión termostática</i>	20
1.2.3.4	<i>Válvula de 4 vías</i>	21
1.2.4	<i>Tanque acumulador</i>	21
1.2.	<i>Rendimiento de la bomba de calor</i>	22
1.2.1	<i>Coefficiente de rendimiento</i>	22
1.2.2	<i>Eficiencia energética en el ciclo de refrigeración</i>	22
1.2.3	<i>El factor de rendimiento estacionario (SPF)</i>	23
1.3	<i>Fuentes de energía de las bombas de calor</i>	25
1.3.1	<i>Bombas de calor aerotérmicas</i>	25
1.3.2	<i>Bombas de calor geotérmicas</i>	26
1.3.3	<i>Bombas de calor hidrotérmicas</i>	26
1.4	<i>Variaciones de diseño en bombas de calor</i>	28
1.4.1	<i>Sistema eyector</i>	28
1.4.2	<i>Compresión de doble etapa</i>	29
1.4.2.1	<i>Sub-enfriador</i>	29
1.4.2.2	<i>Tanque de expansión súbita</i>	30
1.4.3	<i>Inyección de líquido</i>	31
1.4.4	<i>Inyección de vapor</i>	31
1.4.4.1	<i>Inyección de vapor con tanque de expansión súbita</i>	31
1.4.4.2	<i>Inyección de vapor con intercambiador de calor interno (economizador)</i>	32
1.4.5	<i>Sistemas en cascada</i>	33
1.5	<i>Refrigerantes</i>	34
1.5.1	<i>Clasificación de refrigerantes</i>	35
1.5.1.1	<i>Refrigerantes inorgánicos</i>	35

1.5.1.2	<i>Refrigerantes orgánicos</i>	35
1.5.2	<i>Tipos de refrigerantes</i>	36
1.5.2.1	<i>Según su inflamabilidad</i>	36
1.5.2.2	<i>Según su toxicidad</i>	36
1.5.2.3	<i>Según su seguridad</i>	36
1.5.3	<i>Historia de los refrigerantes</i>	37
1.5.4	<i>Impacto ambiental de los refrigerantes</i>	37
1.5.4.1	<i>Potencial de calentamiento global (GWP)</i>	38
1.5.4.2	<i>Potencial de destrucción del ozono (ODP)</i>	38
1.5.4.3	<i>TEWL</i>	38
1.5.5	<i>Refrigerantes utilizados en sistemas de compresión de vapor subcríticos</i>	38
1.5.5.1	<i>El amoníaco (R-717)</i>	39
1.5.5.2	<i>Propano (R-290)</i>	39
1.5.5.3	<i>Tetrafluoroetano (R-134a)</i>	40
1.5.5.4	<i>(R-410a)</i>	41
1.5.5.5	<i>Difluorometano (R-32)</i>	41
1.5.6	<i>Refrigerantes utilizados en sistemas transcritos</i>	42
1.5.7	<i>Nuevos refrigerantes</i>	43
1.5.7.1	<i>HFO-1234ze</i>	43
1.5.7.2	<i>HFO-L41</i>	43
1.5.8	<i>Comparación de los refrigerantes</i>	43

CAPÍTULO II

2.	MARCO METODOLÓGICO	44
2.2	Determinación de los parámetros de la bomba de calor	46
2.2.1	<i>Caudal instantáneo</i>	46
2.2.2	<i>Consumo</i>	48
2.2.2.1	<i>Demanda de ACS</i>	48
2.2.2.2	<i>Consumo de punta sostenido</i>	49

2.2.2.2	<i>Demanda energética</i>	49
2.2.3	Sistemas de acumulación	50
2.2.3.1	<i>Potencia de la bomba de calor con acumulador</i>	50
2.2.3.1	<i>Energía de la bomba de calor con acumulador</i>	50
2.3	Dimensionamiento de los componentes de la bomba de calor	51
2.3.1	Selección del compresor	51
2.3.1.1	<i>Temperatura de evaporación</i>	51
2.3.1.2	<i>Temperatura de condensación</i>	51
2.3.1.3	<i>Potencia del condensador</i>	51
2.3.1.4	<i>Sub-enfriamiento y re-calentamiento</i>	51
2.3.1.5	<i>Determinación de los parámetros del compresor</i>	52
2.3.1.6	<i>Selección del compresor</i>	52
2.4	Estimación del mapa de prestaciones de la bomba de calor	52
2.4.1	Generación de los polinomios AHRI	53
2.4.1.1	<i>Cálculo de coeficientes</i>	53
2.5	Cálculo del spf de la bomba de calor operando bajo el clima de la ciudad de riobamba.	53
2.5.1	<i>Cálculo promedio de horas</i>	53
2.5.2	<i>Consumo de potencia eléctrica y potencia térmica anual</i>	54
2.5.3	<i>Cálculo del SPF</i>	54

CAPÍTULO III

3.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS	55
3.1	Determinación de los parámetros de la bomba de calor	55
3.1.1	<i>Caudal instantáneo</i>	55
3.1.2	<i>Consumo de ACS</i>	56
3.1.2.1	<i>Cálculo de la demanda de ACS</i>	56
3.1.2.2	<i>Consumo punta sostenido</i>	56
3.1.2.3	<i>Demanda energética para producción de ACS</i>	57

3.1.3 Sistema de acumulación	57
3.1.3.1 <i>Potencia de la bomba de calor con acumulador</i>	57
3.1.3.2 <i>Demanda energética de la bomba de calor con acumulador.....</i>	58
3.2 Dimensionamiento de los componentes de la bomba de calor	59
3.2.1 Selección del compresor	59
3.3.1.1 <i>Temperatura de evaporación</i>	60
3.3.1.2 <i>Temperatura de condensación.....</i>	60
3.3.1.3 <i>Potencia del condensador</i>	60
3.3.1.4 <i>Subenfriamiento y recalentamiento</i>	60
3.3.1.5 <i>Determinación de los parámetros del compresor.....</i>	60
3.3 Estimación del mapa de prestaciones de la bomba de calor.....	64
3.3.1 Generación de los polinomios AHRI	64
3.4.1.1 <i>Cálculo de los coeficientes</i>	64
3.4 Cálculo del SPF de la bomba de calor operando bajo el clima de la ciudad de Riobamba	67
3.4.1 <i>Cálculo promedio de horas.....</i>	67
3.5.2 <i>Consumo de potencia eléctrica y potencia térmica anual.....</i>	67
3.5.3 <i>Cálculo del SPF.....</i>	71
CONCLUSIONES.....	73
RECOMENDACIONES.....	73
BIBLIOGRAFÍA	
ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Fuentes de generación de energía eléctrica en el Ecuador	2
Tabla 2-1:	Características de funcionamiento de diferentes bombas de calor	10
Tabla 3-1:	Características de los intercambiadores de calor	19
Tabla 4.1:	Clases de eficiencia de energía	24
Tabla 5-1:	Comparación de bombas de calor según la fuente de energía	28
Tabla 6-1:	Clasificación de refrigerantes.....	36
Tabla 7-1	Comparación de refrigerantes	43
Tabla 1-2:	Caudal instantáneo mínimo.....	47
Tabla 2-2:	Coeficientes	47
Tabla 3-2:	Demanda ACS.....	48
Tabla 4 -2:	Temperatura de red en Riobamba.....	49
Tabla 1-3:	Aparatos instalados en el domicilio	55
Tabla 3-3:	Resumen de resultados	59
Tabla 4-3:	Parámetros técnicos para selección de compresor.....	61
Tabla 5-3:	Selección de compresores para cada refrigerante.....	63
Tabla 6-3:	Determinación de los coeficientes de los polinomios AHRI para cada modelo de compresor	65
Tabla 7-3:	Bin Hours en la ciudad de Riobamba en intervalos de 3 grados.....	67
Tabla 8-3:	Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-134a	68
Tabla 9-3:	Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-290.....	68
Tabla 10-3:	Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-410A.....	69
Tabla 11-3:	Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-407C	69
Tabla 12-3:	Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-135A.....	69
Tabla 13-3:	Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-1234yf..	70
Tabla 14-3:	Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-454C	70
Tabla 15-3:	Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-32.....	71
Tabla 16-3:	Resumen del cálculo del SPF.....	71

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1:	Ventajas de las bombas de calor.....	4
Figura 2-1:	Operación de la bomba de calor – modo calentamiento	5
Figura 3-1:	Esquema bomba de calor aire-aire.....	6
Figura 4-1:	Esquema bomba de calor aire-agua	7
Figura 5-1:	Sistema de bomba de calor agua - aire	7
Figura 6-1:	Esquema bomba de calor agua-agua.....	8
Figura 7-1:	Esquema bomba de calor Suelo-Aire	9
Figura 8-1:	Bomba de calor suelo-agua	9
Figura 9-1:	Componentes de la bomba de calor	11
Figura 10-1:	Compresor hermético	12
Figura 11-1:	Compresor semiherméticos	12
Figura 12-1:	Compresor abierto	13
Figura 13-1:	Tipos de compresores.....	13
Figura 14-1:	Compresor de pistón.....	14
Figura 15-1:	Compresor de tornillo.....	14
Figura 16-1:	Compresor rotativo.....	15
Figura 17-1:	Compresor de Scroll.....	15
Figura 18-1:	Intercambiador de calor de tubos y aletas.....	16
Figura 19-1:	Intercambiador de calor de placas	17
Figura 20-1:	Intercambiador de calor de placas soldadas.....	17
Figura 21-1:	Intercambiador de calor carcasa – tubos.....	18
Figura 22-1:	Válvula de expansión de tubo capilar	19
Figura 23-1:	Válvula de expansión automática	20
Figura 24-1:	Válvula de expansión termostática	20
Figura 25-1:	Válvula de expansión de 4 vías o inversora.....	21
Figura 26-1:	Bomba de calor junto al depósito de ACS	21
Figura 27-1:	Energía aerotérmica.....	25

Figura 28-1: Bomba de calor geotérmica	26
Figura 29-1: Energía Hidrotérmicas.....	27
Figura 30-1: Sistema eyector	29
Figura 31-1: Esquema sistema de doble etapa con sub - enfriador.....	30
Figura 32-1. Esquema sistema de doble etapa con tanque de expansión súbita.....	30
Figura 33-1: Esquema sistema de inyección de vapor con tanque de expansión súbita.....	32
Figura 34-1: Esquema sistema de inyección de vapor con intercambiador de calor intermedio	33
Figura 35-1: Esquema del sistema en cascada.....	34
Figura 36-1: Refrigerantes	35

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Demanda de energía por sector en el Ecuador	1
Gráfico 2: Evolución de emisiones de GEI por fuente	2
Gráfico.1-1: Dependencia del COP respecto a la evaporación según temperatura de condensación utilizando R-717	39
Gráfico 2-1: COP en calefacción y refrigeración de propano a 0°c de evaporación	40
Gráfico 3-1: Dependencia del COP respecto a la evaporación según temperatura de condensación utilizando R-134a.....	40
Gráfico 4-1: Dependencia del COP respecto a la evaporación según temperatura de condensación utilizando R-410a.....	41
Gráfico 5-1: Dependencia del COP respecto a la evaporación según temperatura de condensación utilizando R-744	42
Gráfico 1-3: Parámetros del compresor, programa FRIO.....	61
Gráfico 2-3: Selección del compresor	62
Gráfico 3-3: Puntos de funcionamiento del compresor	64

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: Selección de compresor con refrigerante R-290

ANEXO B: Selección de compresor con refrigerante R-410A

ANEXO C: Selección de compresor con refrigerante R-407C

ANEXO D: Selección de compresor con refrigerante R-513A

ANEXO E: Selección de compresor con refrigerante R-1234yf

ANEXO F: Selección de compresor con refrigerante R-454C

ANEXO G: Selección de compresor con refrigerante R-32

RESUMEN

El objetivo de la investigación fue analizar a la bomba de calor como alternativa tecnológica para la producción de agua caliente sanitaria, considerando la eficiencia energética del sistema y las fuentes de calor. La investigación contempló cuatro fases. La primera es la determinación de la demanda de agua caliente sanitaria, siendo 140 l/día para una vivienda unifamiliar de 5 personas en la ciudad de Riobamba, la demanda energética (0,95 kW/día) y la potencia del condensador (3,80 kW), utilizando un sistema de acumulación del 30% de capacidad de 80 litros. La segunda fase fue el dimensionamiento de los componentes de la bomba de calor mediante el programa FRIO, obteniendo la potencia de condensación y refrigeración de 2,6 kW y 3,8 kW, respectivamente, para el refrigerante R-134a; el proceso se repitió para varios refrigerantes considerados en el estudio. En la tercera fase se seleccionó el compresor mediante el programa Select 8, escogiéndose el modelo ZH15K4E-PFJ. La cuarta fase fue el cálculo del coeficiente de rendimiento estacionario, en donde el refrigerante que presentó mayor rendimiento fue el propano (R-290) con un coeficiente de 3,82, lo cual se lo considera como una tecnología renovable de acuerdo con la norma EN 16147:2017 con fuente aerotérmica. El refrigerante R-290 tiene un mejor desempeño considerando las condiciones climatológicas de la ciudad de Riobamba, temperatura promedio 12,86 °C con una humedad relativa de 44,2 %.

Palabras clave: <AGUA CALIENTE SANITARIA>, <BOMBA DE CALOR>, <REFRIGERANTE>, <COEFICIENTE DE DESEMPEÑO ESTACIONARIO>, <EFICIENCIA ENERGÉTICA>.

ABSTRACT

This research aimed to analyze the heat pump as a technological alternative for domestic hot water production, considering the energy efficiency of the system and the heat sources. The research included 4 phases: the first was the determination of the domestic hot water demand of 140 l/day for a single-family house of 5 people in the city of Riobamba, energy demand (0.95 kW/day), and condenser power (3.80 kW) using an accumulation system of 30 % capacity of 80 liters. The second phase was the sizing of the heat pump components using the FRIO program, obtaining the condensing and cooling capacity of 2.6 kW and 3.8 kW, respectively, for the refrigerant R-134a; the process was repeated for several refrigerants considered in the study. In the third phase, the compressor was selected using the Select 8 program, and the ZH15K4E-PFJ model was chosen. The fourth phase involved calculating the stationary coefficient of performance where the refrigerant with the highest performance was propane (R-290) with a coefficient of 3.82, which is considered a renewable technology according to the EN 16147:2017 standard with an aérothermal source. The R-290 refrigerant has a better performance considering the climatological conditions of the city of Riobamba, average temperature 12.86 °C with a relative humidity of 44.2 %.

Keywords: <DOMESTIC HOT WATER>, <HEAT PUMP>, <REFRIGERANT>, <SEASONAL PERFORMANCE COEFFICIENT>, <ENERGY EFFICIENCY>.

INTRODUCCIÓN

En Ecuador, la demanda energética en el sector residencial representa el 13,2% del total del uso de energía (gráfico 1(a)). En el sector residencial, el consumo del gas licuado de petróleo representa el 51,7% y la electricidad representa el 37%, como muestra en el Gráfico 1 (b) (Instituto de Investigación Geológico y Energético (IIGE) 2018:26–29)

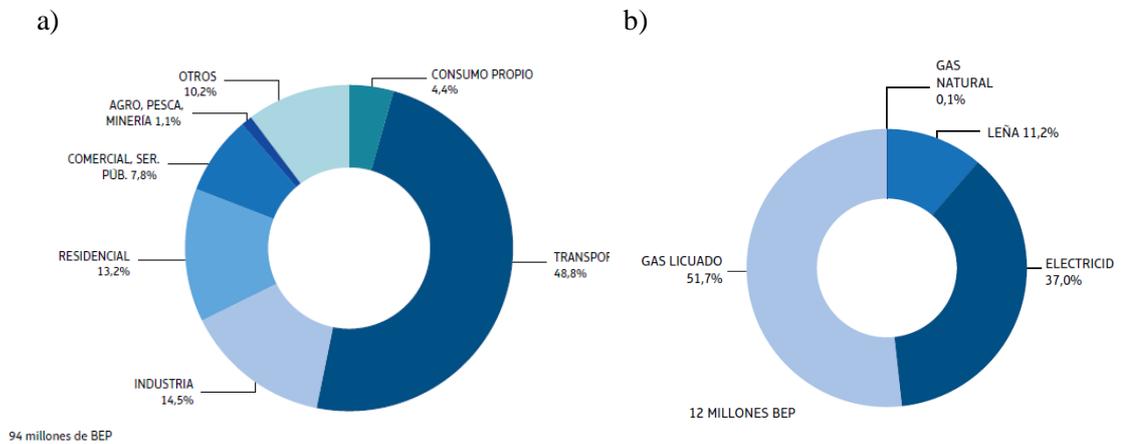


Gráfico 1: a) Demanda de energía por sector en el Ecuador. b) Consumo de energía por fuente en el sector residencial ecuatoriano.

Realizador por: (Instituto de Investigación Geológico y Energético (IIGE), 2018)

Las cifras mostradas anteriormente se justifican en el hecho de que las principales fuentes para generar agua caliente en el país son las calderas de gas (calefones) y calentadores eléctricos con tanque de acumulación y las duchas eléctricas. Los calefones son los equipos más utilizados, los cuales proveen de agua caliente sanitaria a varios lugares de la vivienda al igual que los calentadores eléctricos con tanque de acumulación, mientras que las duchas eléctricas se limitan a dicho uso de forma instantánea.

En este contexto, la contaminación al utilizar gas licuado de petróleo (GLP) en el sector residencial se ha incrementado durante varios años, como se muestra el Gráfico 2, por la emanación de CO₂ al ambiente, contribuyendo en los efectos del calentamiento global y cambio climático.

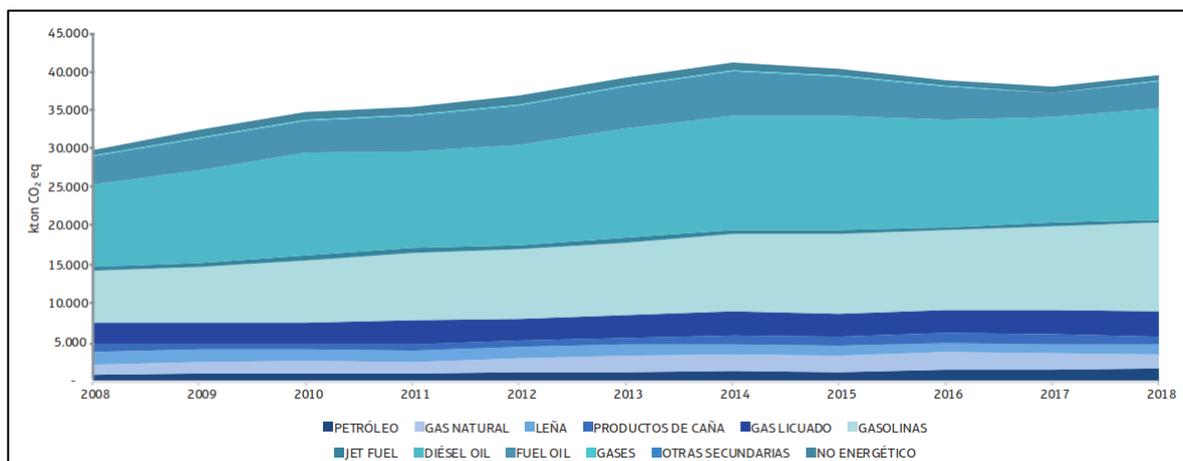


Gráfico 2: Evolución de emisiones de GEI por fuente

Realizador por: (Instituto de Investigación Geológico y Energético (IIGE), 2018)

Una de las alternativas tecnológicas para sustituir el uso de GLP con el consumo de electricidad en la producción de agua caliente sanitaria (ACS) es la utilización la bomba de calor. Esta tecnología no produce contaminación al ambiente por gases producto de la combustión y, además, utiliza varias fuentes renovables para la generación de ACS como son: agua, aire, suelo, agua residual y fuentes de agua subterránea. Para su funcionamiento precisa de energía eléctrica para el arranque de un compresor de refrigerante.

En países como el Ecuador, la bomba de calor es atractiva porque utiliza recursos renovables como fuentes térmicas y, además, otro factor importante es la utilización de energía eléctrica, que, en su mayoría es producida por plantas hidroeléctricas (ver Tabla 1). La energía hidroeléctrica es considerada como una fuente de energía limpia, lo cual es amigable con el ambiente, al menos en la fase de producción energética.

Tabla 1. Fuentes de generación de energía eléctrica en el Ecuador

		2015	2016	2017	2018	Estruc. % 2018*
Hidráulica		13096	15834	20089	20679	70,45
Térmica		12311	10868	7375	8019	27,32
Otras Renovables	Biomasa	408	477	431	382	1,3
	Biogás	0	13	28	46	0,16
	Eólica	99	84	73	80	0,27
	Solar	36	39	37	38	0,13
	Total	543	612	570	546	1,86
Interconexión		512	82	19	106	0,36
Total		26462	27396	28051	29350	100

Fuente: (Instituto de Investigación Geológico y Energético (IIGE), 2018)

Esta investigación está centrada en la revisión actual sobre la tecnología de bombas de calor para producción de agua caliente sanitaria. Se describen las fuentes de extracción de energía como en las bombas de calor aerotérmicas, geotérmicas e hidrotérmicas. Se calcula el rendimiento (COP) y rendimiento medio estacional. Se describen las variaciones del ciclo que se pueden realizar como sistema de doble etapa, sistema en cascada o inyección de vapor para mejorar su eficiencia.

Se realiza un estudio comparativo de refrigerantes con la finalidad de hallar el más indicado para las condiciones climáticas del medio y así establecer la óptima funcionalidad en caso de requerir una posible implementación en la ciudad de Riobamba.

Objetivos

Objetivo general

Analizar a la bomba de calor como alternativa tecnológica para producción de agua caliente sanitaria, considerando la eficiencia energética del sistema y las fuentes de calor.

Objetivos Específicos

- Describir la tecnología de bomba de calor, sus componentes características y rendimientos.
- Determinar las fuentes de energía para bombas de calor en aplicaciones de agua caliente sanitaria.
- Describir las tecnologías, rangos de aplicación, variaciones de diseño, uso de nuevos refrigerantes, para mejorar el rendimiento de las bombas de calor para la producción de agua caliente sanitaria en función del tipo de fuente térmica.
- Analizar la viabilidad de esa tecnología para su aplicación en el entorno local.

CAPITULO I

1. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL

1.1 Bomba de calor

La bomba de calor es una máquina térmica que transfiere energía en forma de calor entre dos entornos conocidos como foco frío y foco caliente. Generalmente, las bombas de calor son utilizadas en el sector residencial para calefacción de viviendas, para producción de ACS y en el caso de bombas de calor reversibles se utilizan también como sistema de refrigeración (Moran y Shapiro, 2004:549). Las principales ventajas de esta tecnología se detallan en la figura 1-1.

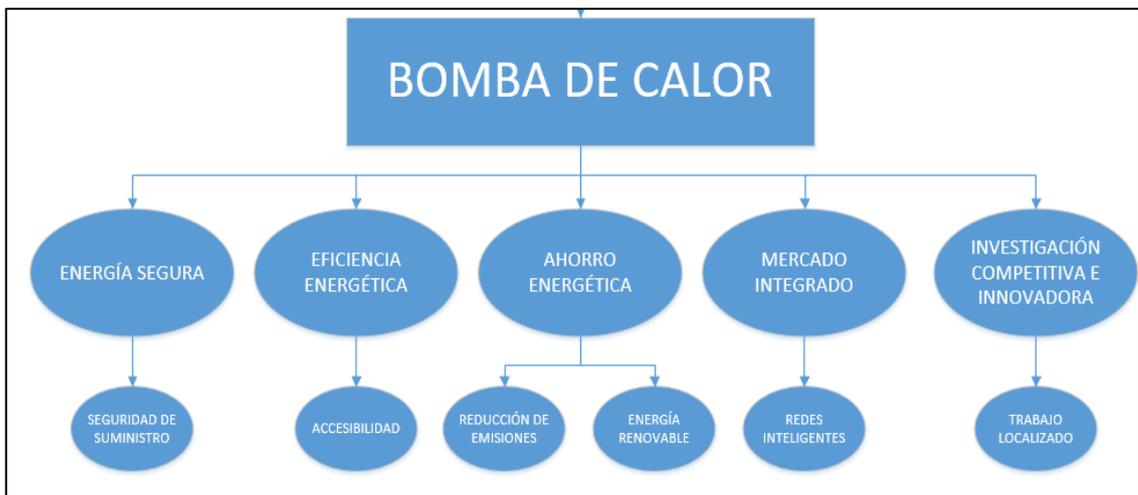


Figura 1-1: Ventajas de las bombas de calor

Fuente: (Nowak, 2005)

1.1.1 Principio de funcionamiento de la bomba de calor

La bomba de calor es una máquina térmica cuyo principio de funcionamiento se basa en el ciclo de compresión de vapor. Esta máquina utiliza un fluido que actúa como refrigerante, el cual está a baja presión y temperatura en condiciones de evaporación, como se muestra en la Figura 2-1. A través del evaporador (intercambiador de calor exterior), se absorbe la energía exterior evaporando el refrigerante, llevándolo a estado gaseoso. Por medio del compresor se aspira el gas refrigerante y se comprime aumentando presión y temperatura. El gas recalentado pasa a través de un condensador (intercambiador de calor interior) en donde se produce el intercambio de calor desde el refrigerante hacia un medio que puede ser aire o agua.

El refrigerante abandona el condensador en fase líquida y se dirige hacia la válvula de expansión reduciendo la presión y temperatura del refrigerante hasta la presión del evaporador para que pueda seguir con el ciclo.

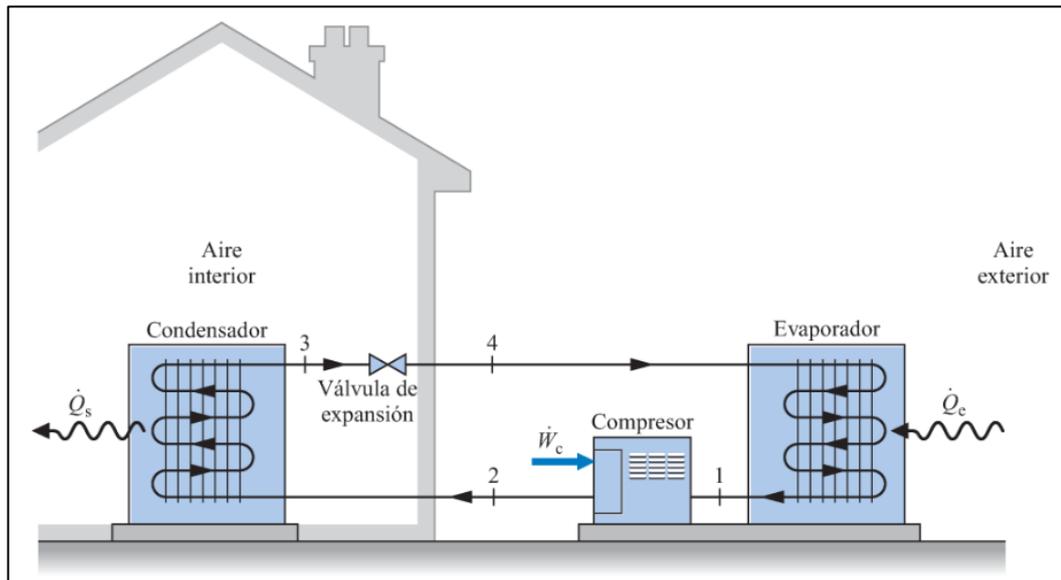


Figura 2-1: Operación de la bomba de calor – modo calentamiento
Fuente: (Moran y Shapiro, 2004:215)

1.1.2 Tipos de bombas de calor

Las bombas de calor se pueden clasificar según la fuente de absorción de energía y el medio receptor de la energía térmica. La Tabla 1-1 resume la clasificación de las bombas de calor. (Capito, 2019).

Tabla 1-1. Tipos de bombas de calor según la fuente de energía

Fuente	Aire	Aire	Agua	Agua	Suelo	Suelo
Receptor	Aire	Agua	Aire	Agua	Aire	Agua
Nota. Fuente: Fuente de energía obtenida; Receptor: Receptor de energía de la fuente hacia este medio						

Fuente (Capito, 2019)

1.1.2.1 Bombas de calor aire – aire

Estas bombas utilizan el aire atmosférico del ambiente como fuente de energía térmica, del cual toman calor para cederlo al interior y calentar directamente en aire de un entorno como se muestra en la figura 3-1. Este tipo de máquinas utiliza especialmente para la calefacción del ambiente en viviendas o edificios en donde su temperatura de servicio no supera los 45 °C. (Jiménez, 2019:4).

En el caso de una bomba de calor reversible se utiliza para acondicionamiento de aire al funcionar en sentido inverso, expulsando el calor del interior hacia el exterior, su temperatura en el interior puede menorar hasta alcanzar 20-25 °C. (AFEC, 2017:143-45).

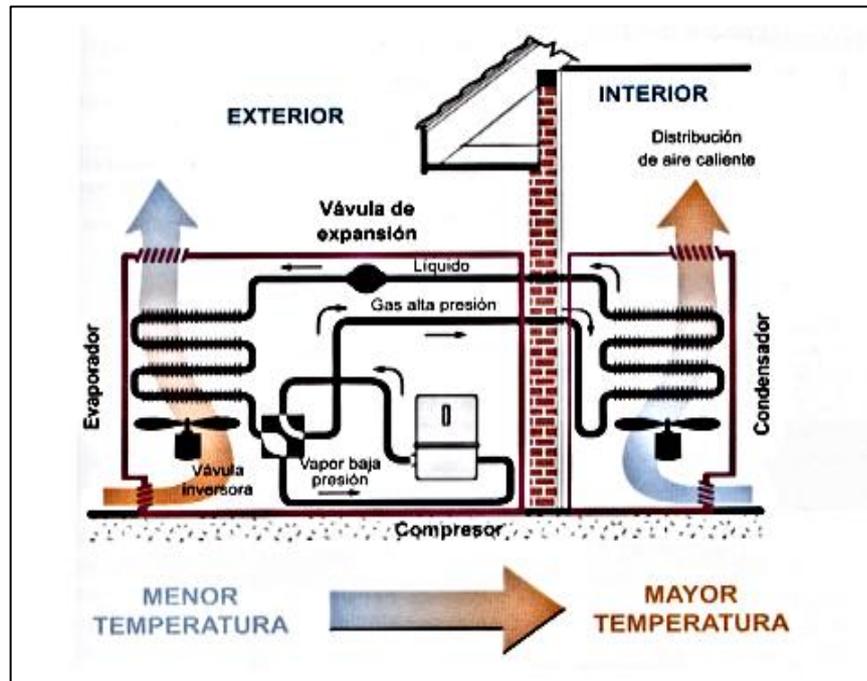


Figura 3-1: Esquema bomba de calor aire-aire
Fuente: (Arnabat, 2015)

1.1.2.2 Bombas de calor aire – agua

Utilizan la energía del aire ambiente exterior y lo cede a un circuito de agua en el condensador, se suma el equivalente calorífico del trabajo del compresor, calentando el agua a una temperatura comprendida entre 30 y 60 °C. Las bombas de calor aire - agua son utilizadas para la generación de agua caliente sanitaria y calefacción ya que pueden alcanzar una temperatura máxima de 65°C dependiendo la temperatura exterior.

En este tipo de bombas de calor, el evaporador absorbe calor del aire ambiente exterior y cede dicho calor al condensador que junto con la energía que aporta el compresor calienta el agua que será utilizada para ACS o calefacción (AFEC, 2017). En la figura 4-1 se muestra el esquema de la bomba de calor aire – agua.

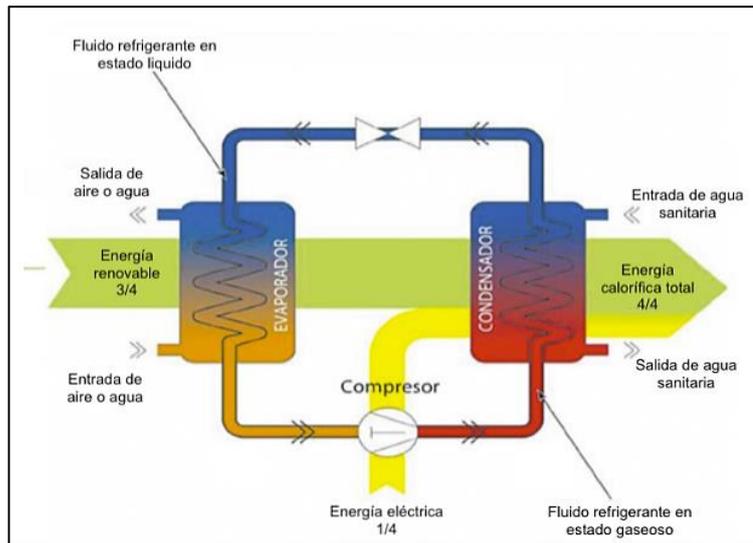


Figura 4-1: Esquema bomba de calor aire-agua
Fuente: (Amabat, 2015)

1.1.2.3 Bombas de calor agua – aire

En este sistema se extrae calor de una fuente de agua natural como lagos, ríos o acuíferos; también se suelen utilizar fuentes de aguas residuales, está se cede calor al interior de la vivienda impulsando aire caliente. Se utiliza especialmente para calefacción o refrigeración. Su temperatura de salida de 35°C a 55°C, en refrigeración el calor se transfiere al exterior del agua, generando en la zona interior aire de forma de directa, la eliminación del agua caliente se realiza por medio de torres de refrigeración. (AFEC, 2017:124-25). En la figura 5-1 se muestra el esquema de la bomba de calor agua –aire.

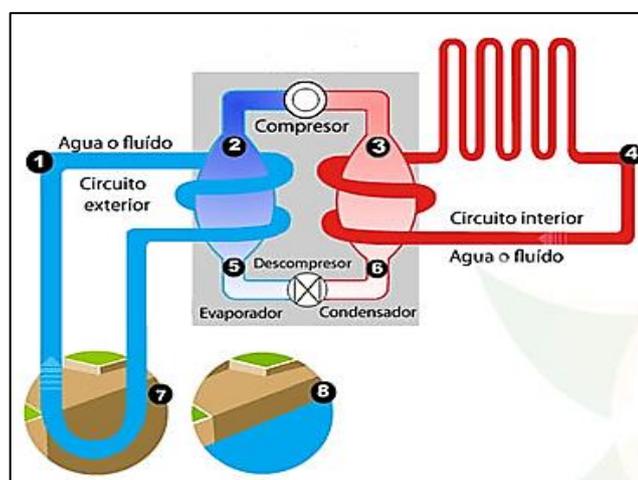


Figura 5-1: Sistema de bomba de calor agua - aire
Fuente: (IDAE, 2004)

1.1.2.4 Bombas de calor agua – agua

Las bombas de calor agua-agua intercambian calor con el interior y exterior mediante un circuito de agua, como se muestra en la figura 6-1. Estas bombas de calor toman energía de fuentes exteriores como ríos, lagos, o agua del subsuelo y producen agua caliente. En modo refrigeración se genera agua fría en el circuito interno transfiriendo el calor al exterior.

Esta bomba es más utilizada para generación de agua caliente sanitaria por alcanzar temperaturas mayores a 60°C. (AFEC, 2017:126–27)

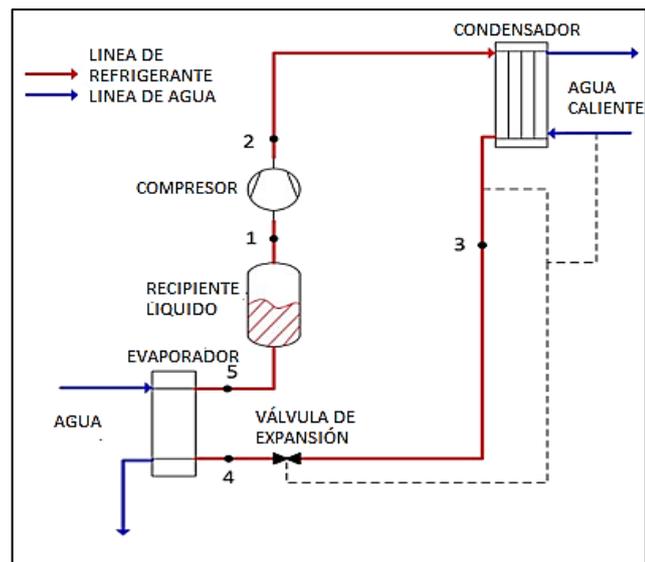


Figura 6-1: Esquema bomba de calor agua-agua
Fuente: (Hervas, 2020)

1.1.2.5 Bombas de calor suelo – aire

Este tipo de bombas de calor aprovechan el calor de fuentes subterráneas, que presenta una temperatura constante durante todo el año, es decir conserva la misma temperatura en invierno o en verano.

El suelo como fuente de energía es altamente confiable y además no crea emisiones dañinas y el consumo eléctrico es casi nulo para transportar el aire a lo largo de la tubería. Por lo general se utiliza para calefacción y refrigeración aunque su capacidad de generar calor es muy alta que puede alcanzar hasta los 60°C. (Martínez y Gómez, 2005:83). En la figura 7-1 se muestra el esquema de la bomba de calor suelo – aire.

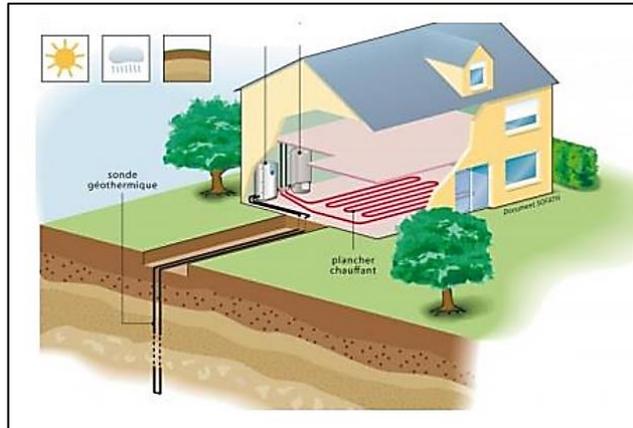


Figura 7-1: Esquema bomba de calor Suelo-Aire
Fuente:(Tarasoca, 2016)

1.1.2.6 Bombas de calor suelo – agua

Su principio de funcionamiento es similar al de las bombas de calor Suelo – Aire, con la diferencia que recircula agua en lugar de aire, calentado un circuito de agua que se puede utilizar para la producción de agua caliente sanitaria su temperatura oscila entre 45°C y 65°C. En la figura 8-1 se muestra el esquema de la bomba de calor suelo – agua.

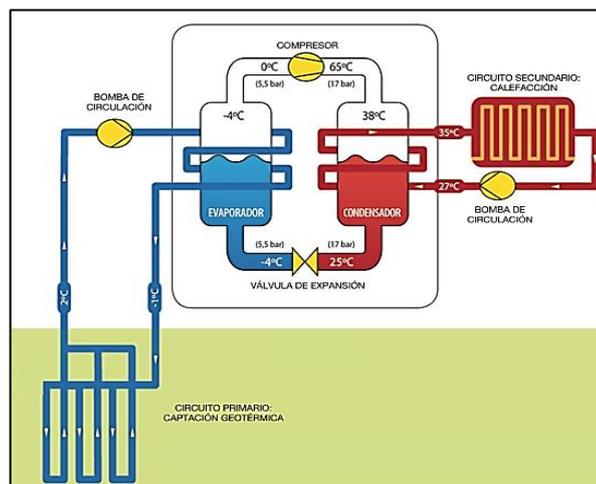


Figura 8-1: Bomba de calor suelo-agua
Fuente:(Robles, 2006)

En aplicaciones de sistemas de calefacción la temperatura de salida tiene un rango de 35°C a 60°C. (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. IDAE 2014). Sin embargo, si la bomba de calor es utilizada para la generación de ACS necesariamente el agua debe calentarse a más de 60°C porque aparece una bacteria llamada Legionela, la cual es muy común encontrarla en redes de distribución de agua potable, en sistemas que necesitan agua para su funcionamiento como condensadores o torres de refrigeración y sistemas de agua caliente o fría y trabajan a temperaturas menores a 60°C.

Esta bacteria se incrusta en los pulmones debido a la aspiración o inhalación directa lo que causa una neumonía luego de esa etapa se convierte en Fiebre, por lo tanto, para la prevención de esta enfermedad se realiza con el control de la multiplicación y dispersión teniendo un correcto mantenimiento de los sistemas anteriormente mencionados. (Barceló, 2014, pp.31–33)

Para evitar que se propague en depósitos de agua caliente sanitaria se deberá calentar el agua a una temperatura mayor a 60°C y esta se debe mantener por un tiempo mínimo de dos horas según la norma.(Hernández Calleja 2004:6–7)

Tabla 2-1: Características de funcionamiento de diferentes bombas de calor

Bomba de calor	Funcionamiento	Funcionalidad	Temperatura inicial (°C)		Temperatura de entrega (°C)	
			Verano	Invierno	Verano	Invierno
AIRE – AIRE	Recoge calor del aire exterior y cede calor al aire interior	Calefacción		0 – 15		40
		Aire Acondicionado	15 - 35		15 - 25	
		Reversible	15 - 35	0 - 15	20 - 25	30 - 35
AIRE – AGUA	Recoge calor de aire exterior y cede calor a un circuito de agua	Calefacción		0 - 15		30
		Aire Acondicionado	15 - 35		15 - 30	
		ACS		0 - 15		65
		Reversible	15 - 35	0 - 15	20 - 25	35 - 40
AGUA – AIRE	Recoge energía térmica de agua (lagos, ríos, pozos agua residual) del exterior y calienta un aire interior	Calefacción		5 – 10		35 -55
		Aire Acondicionado	35 - 37		20 - 25	
		Reversible	35 – 37	5 – 10	22	35 - 45
AGUA –AGUA	Recoge energía térmica de agua (lagos, ríos, pozos. agua residual) del exterior y calienta un circuito de agua	Calefacción		5 – 10		35 – 50
		Aire Acondicionado	35 – 37		15 – 28	
		ACS		5 - 10		60 – 70
		Reversible	35 – 37	5 – 10	22	35 - 55
SUELO – AGUA	Recoge Calor de fuentes subterráneas y calienta un circuito de agua	Calefacción		7 - 15		40
		Aire Acondicionado	7 – 15			25 – 30
		ACS	7 – 15	7 – 15		≥55
SUELO - AIRE	Recoge Calor de fuentes subterráneas y calienta un circuito de agua	Calefacción		7 – 15		35 – 60
		Aire Acondicionado	7 – 15		15 - 30	
		ACS	7 - 15	7 – 15		≥60

Realizado por: Suarez Jhonatan, 2021

1.2 Componentes de la bomba de calor

La bomba de calor se constituye fundamentalmente cuatro componentes principales los cuales son: compresor, intercambiadores de calor (evaporador y condensador) y válvula de expansión. Adicional a estos componentes las bombas de calor reversibles utilizan una válvula de 4 vías y un acumulador de agua, como se muestra en la figura 9-1.

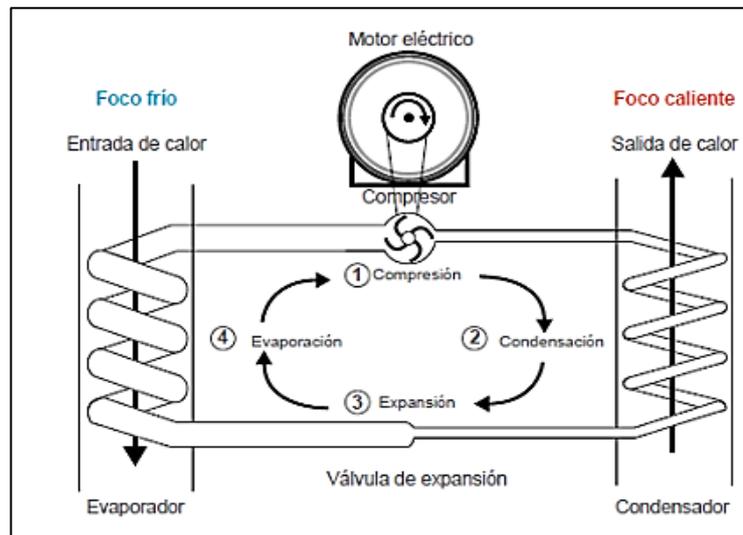


Figura 9-1: Componentes de la bomba de calor
Fuente:(García, 2018)

1.2.1 Compresor

El compresor es el único componente de la bomba de calor que necesita energía mecánica para su funcionamiento; su función es bombear el refrigerante alrededor del circuito, incrementando significativamente su presión y temperatura. Posteriormente, el refrigerante ingresará al condensador transfiriendo calor al entorno.(Staffell et al., 2012:9293)

1.2.1.1 Clasificación

Los compresores, de acuerdo a la carcasa del motor, se clasifican en herméticos, semiherméticos y abiertos.

Compresores herméticos:

Es completamente sellado, la recuperación de calor producida en el motor a través del fluido refrigerante es mayor, su principal problema es que no se puede reparar sino necesariamente toca

cambiarlo. Se lo utiliza para bombas de calor de potencia inferiores a 60-70 KW. En la figura 10-1 se muestra el compresor hermético.



Figura 10-1: Compresor hermético
Fuente: (Fandeli, 2014)

Compresores semiherméticos:

En estos compresores semiherméticos el eje del motor se conecta con el cigüeñal del compresor y tienen un fácil acceso desde el exterior. Estos se utilizan para para bombas de calor de potencias medias como bombas aire – agua. En la figura 11-1 se muestra el compresor semi hermético.



Figura 11-1: Compresor semiherméticos
Fuente: (Fandeli, 2014)

Compresores abiertos:

En estos compresores, el motor es independiente del mecanismo de compresión, su relación de transmisión es mediante por correas, tienen facilidad al momento de repararlo se utilizan para

grades bombas de calor que necesiten potencias muy altas.(Martínez and Gómez 2005:17–18).
En la figura 12-1 se muestra el compresor abierto.



Figura 12-1: Compresor abierto
Fuente: (Fandeli, 2014)

1.2.1.2 Tipos de compresores

Varios tipos de compresores los cuales se detallan a se presentan en la Figura 10-1.

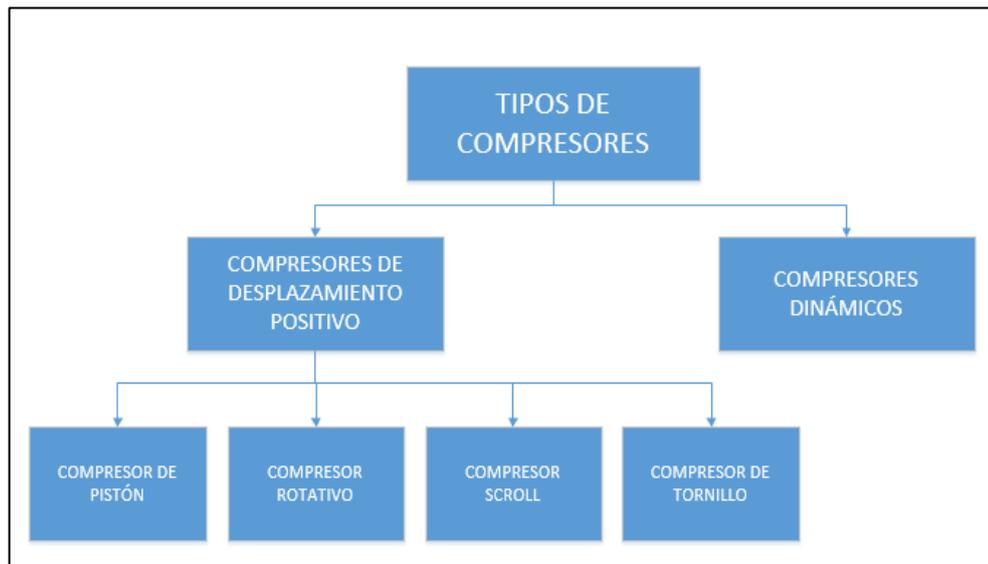


Figura 13-1: Tipos de compresores
Fuente:(Mundocompresor, 2020)

Compresor de pistón

Su funcionamiento se basa en el continuo movimiento de uno o más pistones, principalmente constan de dos etapas, en la primera etapa aspiran el gas refrigerante y en la segunda etapa comprime. Este compresor puede comprimir gases a altas presiones.(Peris and Avellaneda 2019:5).

Estos compresores se aplican en bombas de calor con una gran potencia mayores a 140 KW, especialmente usados para bombas de calor suelo-aire y suelo-agua. En la figura 14-1 se muestra el compresor de pistón.



Figura 14-1: Compresor de pistón
Fuente: (Danfoss, 2012)

Compresores de tornillo

Este compresor es rotativo y ofrece un caudal estable. La compresión se realiza entre los dientes de los rotores o también llamado tornillo sin fin; es regulable para alcanzar una compresión del 10% al 100%. Utilizan refrigerantes R-134A, R-410A o R-407C en bombas de calor condensadas por agua es decir bombas agua-agua o aire-agua, su potencia nominal va desde 100KW hasta 650KW. En la figura 15-1 se muestra el compresor de tonillo.



Figura 15-1: Compresor de tornillo
Fuente: (Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización, 2017, pp.150–152)

Compresor rotativo

Los compresores rotativos aspiran el gas y lo comprimen cuando disminuyen el volumen entre el rotor y la carcasa, aumentando la presión del gas hasta la descarga. Se utilizan en las bombas de calor domésticas, su potencia nominal no sobrepasa los 14 kW. Están diseñados para trabajar con

refrigerante R-410A y su capacidad de compresión entre el 20% y 110 %. (Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización, 2017, pp.150–152). En la figura 16-1 se muestra el compresor rotativo.

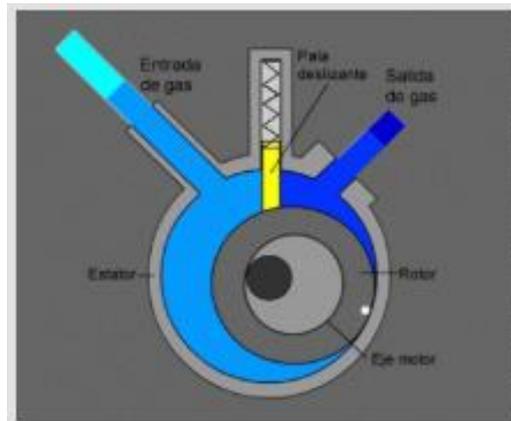


Figura 16-1: Compresor rotativo
Fuente:(Gustavo, 2019)

Compresor scroll

Este dispositivo comprime el refrigerante entre dos espirales, un móvil y otro fijo, en un volumen cada vez menor. Los espirales se acoplan con un desfase de 180° , este tipo de compresor tiene un rendimiento mayor a los anteriores, por lo que puede trabajar en un margen alto de potencias que van desde los 8 kW hasta los 100 kW. Permite operar con elevados COP y con altas temperaturas por lo que este compresor es el más utilizado actualmente. (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. IDAE 2016:12). En la figura 17-1 se muestra el compresor scroll.



Figura 17-1: Compresor de Scroll
Fuente:(AFEC, 2017)

1.2.2 Intercambiadores de calor

Según Jaramillo (2015:2) el intercambiador de calor se creó con el fin de transferir calor entre la superficie de un elemento en estado sólido y un fluido en movimiento o transferir calor entre dos fluidos; existen varios tipos los cuales se detallan a continuación:

1.2.2.1 Intercambiado de calor de tubos y aletas

Los intercambiadores de tubos y aletas son utilizados en radiadores de automóviles, condensadores y evaporadores, donde los tubos son aleteados con el fin de extender la transferencia de calor en fenómenos de evaporación y condensación. Estos intercambiadores de calor se utilizan principalmente cuando el fluido secundario es aire. (Córdoba y Fuentes, 2016, p.32). En la figura 18-1 se muestra el intercambiador de calor de tubos y aletas.



Figura 18-1: Intercambiador de calor de tubos y aletas
Fuente: (Exchangers, 2015)

1.2.2.2 Intercambiadores de placas

Este intercambiador está formado por placas, se utiliza para transferir calor entre fluidos, la transferencia de calor se genera en el interior de las placas. En su interior existe una cámara de aire entre las placas en donde circulan los fluidos. La capacidad de intercambio de calor (KW) depende del número de placas instaladas. (Tamayo 2011:69–72). En la figura 19-1 se muestra el intercambiador de calor por placas.

Este intercambiador se utiliza fundamentalmente para intercambiar calor mediante líquidos, aunque también es utilizado para intercambio de calor de líquido a gas.

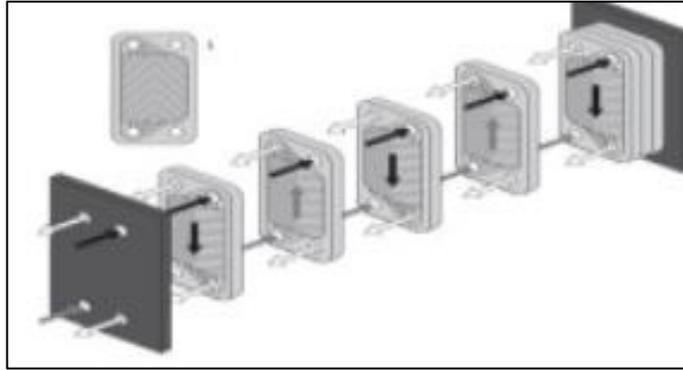


Figura 19-1: Intercambiador de calor de placas
Fuente: (KAORI 2018)

1.2.2.3 Intercambiador de calor por placas soldadas

Cuentan con placas de acero inoxidable, las cuales se sueldan con cobre lo que otorga alta resistencia y eficiencia térmica, su intervalo de temperatura está dado entre -196°C a 225°C , estos intercambiadores son compactos y fáciles de instalar.

Estos dispositivos son aptos para condensación, refrigeración, evaporación y recuperación de calor ya que son muy utilizados cuando el fluido secundario se utiliza líquidos. En la figura 20-1 se muestra el intercambiador por placas soldadas.



Figura 20-1: Intercambiador de calor de placas soldadas
Fuente: (EICSA 2016)

1.2.2.4 Intercambiadores de calor de carcasa - tubos

Estos intercambiadores de calor se adaptan a altas y bajas presiones y temperaturas, están formados por tubos cilíndricos dentro de una carcasa cilíndrica, un fluido circula por dentro de los tubos y el otro fluido al exterior de los tubos, esta configuración se ocupa en cualquier

intercambio de fluidos incluyendo fluidos con cambio de fases. Puede manejar fluidos limpios, sucios o incrustantes.

Se utilizan como recuperadores de calor, tratamientos térmicos, condensador de vapor, refrigeración / calefacción a alta presión como evaporadores de vapor. (Martínez 2011:5–6). En la figura 21-1 se muestra el intercambiador de calor de carcasa - tubo.

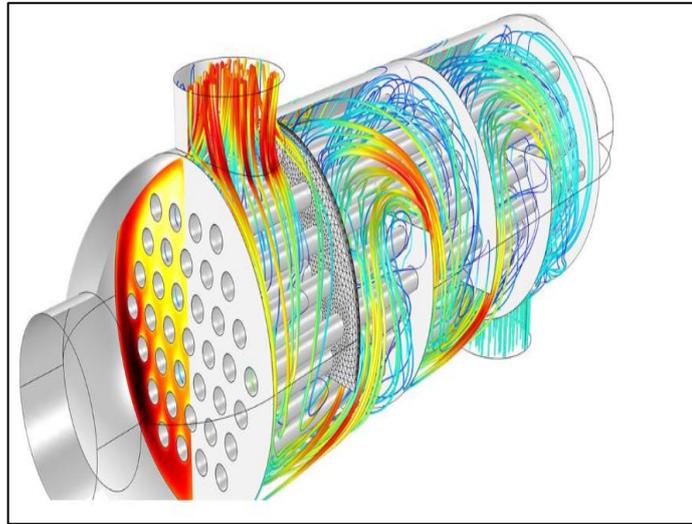


Figura 21-1. Intercambiador de calor carcasa – tubos
Fuente: (Soutullo, 2018)

Los intercambiadores de calor que se utilizan para el funcionamiento de la bomba de calor son los condensadores y evaporadores:

Condensador

Según Jiang (2018), este elemento es un intercambiador de calor en el que el fluido refrigerante que sale del compresor en estado gaseoso y temperatura alta transfiere su calor al entorno que puede ser aire o agua.

Evaporador

Es un intercambiador de calor en donde el refrigerante absorbe el calor del medio que puede ser aire o agua, con el fin de cambiar de estado al refrigerante hasta que todo se encuentre como vapor.

Tabla 3-1: Características de los intercambiadores de calor

INTERCAMBIADOR DE CALOR	FLUIDOS DE TRABAJO	APLICACIONES	TIPO DE BOMBA
Tubos y aletas	Gas	Evaporización Condensación	Aire – Aire Aire – Agua
De placas	Líquido Gas	Evaporización Condensación	Agua – Aire
De placas soldadas	Líquidos	Evaporización Condensación Refrigeración	Agua – Agua Agua – Aire
Carcasa – tubo	Líquidos limpios, sucios, incrustantes, Gas	Evaporización Condensación	Suelo – Agua Suelo – Aire Agua – Agua

Realizado por: Suarez, Jhonatan, 2021

1.2.3. Válvula de expansión

Es un elemento mecánico que permite el paso del refrigerante reduciendo su presión y extendiendo su volumen para producir la caída de presión óptima entre el condensador y el evaporador. (Martínez and Gómez 2005:25–28), a continuación se muestra los tipos de válvulas:

1.2.3.1 Tubo capilar

Consiste en un tubo con diámetro de 0,6 a 2,3 mm y longitud de 50 a 5000 mm. Al momento que el refrigerante pasa por el tubo capilar se genera fricción, la cual provoca la pérdida de presión. La limitación de este dispositivo es que no tiene regulación una vez instalada en el equipo. En la figura 22-1 se muestra la válvula de expansión de tubo capilar



Figura 22-1: Válvula de expansión de tubo capilar
Fuente: (SANHUA, n.d.)

1.2.3.2 Válvula automática

Esta válvula mantiene la presión constante a la salida, consta de un diafragma, un resorte o muelle que regula la presión. Esta válvula toma como referencia la presión del evaporador. La válvula deja pasar el refrigerante una vez que disminuye la presión en el punto de control y cuando la presión del evaporador aumenta del punto de control la válvula se cierra. En la figura 23-1 se muestra la válvula de expansión automática.



Figura 23-1: Válvula de expansión automática
Fuente: (SANHUA n.d.)

1.2.3.3 Válvula de expansión termostática

Es el elemento más utilizado en las bombas de calor, el cual varía la cantidad del fluido refrigerante que va hacia el evaporador y mantiene constante el grado de recalentamiento del gas de evaporador. La válvula se regula mediante la temperatura de recalentamiento del gas a la salida del evaporador. En la figura 24-1 se muestra la válvula de expansión termostática



Figura 24-1: Válvula de expansión termostática
Fuente: (SANHUA, n.d.)

1.2.3.4 Válvula de 4 vías

Se utiliza para invertir las funciones de los intercambiadores de calor, es decir, el condensador va a funcionar como evaporador y el evaporador funciona como condensador. Esto permite que la bomba de calor funcione como sistema de refrigeración en verano y como sistema de calefacción en invierno.(Moratto 2017:5). En la figura 25-1 se muestra la válvula de expansión de cuatro vías.



Figura 25-1: Válvula de expansión de 4 vías o inversora
Fuente: (Fríoibéria,2016)

1.2.4 Tanque acumulador

Es un elemento alternativo de la bomba de calor, es decir, que la bomba puede funcionar sin este elemento, pero se lo utiliza para almacenar agua caliente sanitaria con el fin de evitar el uso de la bomba de calor continuamente. En la figura 26-1 se muestra el tanque acumulador.



Figura 26-1: Bomba de calor junto al depósito de ACS
Fuente:(Abad, 2018)

1.2. Rendimiento de la bomba de calor

1.2.1 Coeficiente de rendimiento

El rendimiento de la bomba de calor se puede medir utilizando el parámetro de coeficiente de rendimiento COP del inglés Coefficient of Performance. Dicho coeficiente se calcula mediante la relación que existe entre la potencia térmica conferida por el condensador (Q) y la potencia consumida por el compresor (W) como se muestra en la ecuación (1) (García, 2018:29). Cuando la variación de energía térmica sea menor su coeficiente será mal alto. El COP es utilizado en sistemas de calefacción y generación de agua caliente sanitaria.

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (1)$$

El COP es muy fácil de interpretar, ya que si se tiene un valor igual a dos quiere decir que por cada unidad de energía eléctrica consumida se generan 2 unidades energía térmica, pero normalmente los valores de COP oscilan entre 3 y 6. Los elementos que pueden disminuir la eficiencia del tiempo de vida útil de la bomba de calor son:

- Método local de generación de electricidad
- Clima
- Tipo de bomba de calor (aire, agua, suelo)
- Refrigerante utilizado
- Tamaño de la bomba de calor
- Fabricante
- Calidad del trabajo durante la instalación

1.2.2 Eficiencia energética en el ciclo de refrigeración

Cuando una bomba de calor funciona como un sistema de refrigeración en verano, se utiliza el parámetro de eficiencia energética en el ciclo de refrigeración EER (Energy Efficiency Ratio)(Staffell et al. 2012:9298). Este parámetro se calcula mediante la relación que existe entre la potencia de refrigeración (Q_r) y la potencia eléctrica (W) según la Ecuación (2) (González Romero 2016:10–11)

$$EER = \frac{Q_r}{W} \quad (2)$$

1.2.3 El factor de rendimiento estacionario (SPF)

En la actualidad existe un factor de rendimiento estacional (SPF) el cual representa el rendimiento anual promedio a lo largo del año. Puesto que el rendimiento de una bomba de calor depende principalmente de la variación de temperatura de su fuente de calor aplicada, se realiza el cálculo más realista que únicamente considerando las temperaturas de una estación del año. Según el Diario Oficial de la Union Europea (2013) se establece que las bombas de calor que funcionan con electricidad serán consideradas renovables siempre que el SPF será mayor a 2,5.

Según la norma UNE-EN-14511, al coeficiente de rendimiento estacionario se lo conoce como Coeficiente de Rendimiento Estacional SCOP ecuación (3), cuando la bomba de calor funciona en calefacción o generación de agua caliente sanitaria. En sistemas de refrigeración se calcula el Factor de Eficiencia Energética Estacional SEER, ecuación (4). (Herrero 2018:11–13)

$$SCOP = \frac{Q_{HE}}{\frac{Q_{HE}}{SCOP_{on}} + H_{TO} \times P_{TO} + H_{SB} \times P_{SB} + H_{CK} \times P_{CK} + H_{OFF} \times P_{OFF}} \quad (3)$$

$$SEER = \frac{Q_{CE}}{\frac{Q_{CE}}{SEER_{on}} + H_{TO} \times P_{TO} + H_{SB} \times P_{SB} + H_{CK} \times P_{CK} + H_{OFF} \times P_{OFF}} \quad (4)$$

Donde:

Q_{HE} / Q_{CH} = Demanda energética

$SCOP_{on} / SEER_{on}$ = Coeficiente de rendimiento estacional en modo activo

$H_{TO}, H_{SB}, H_{CK}, H_{OFF}$ = n° horas para los modos inactivo, espera, resistencia de cárter y apagado.

$P_{TO}, P_{SB}, P_{CK}, P_{OFF}$ = energía eléctrica absorbida durante el modo inactivo, espera, resistencia de cárter y apagado.

La tabla 4.1 muestra las clases de eficiencia de energía según el Coeficiente de Rendimiento Estacional SCOP y el Factor de Eficiencia Energética Estacional SEER.

Tabla 4.1: Clases de eficiencia de energía

CLASES DE EFICIENCIA DE ENERGÍA	SEER	SCOP
A+++	$SEER \geq 8,50$	$SCOP \geq 5,10$
A+++	$6,10 \leq SEER < 8,50$	$4,60 \leq SCOP < 5,10$
A+	$5,60 \leq SEER < 6,10$	$4,00 \leq SCOP < 4,60$
A	$5,10 \leq SEER < 5,60$	$3,40 \leq SCOP < 4,00$
B	$4,60 \leq SEER < 5,10$	$3,10 \leq SCOP < 3,40$
C	$4,10 \leq SEER < 4,60$	$2,80 \leq SCOP < 3,10$
D	$3,60 \leq SEER < 4,10$	$2,50 \leq SCOP < 2,80$
E	$3,10 \leq SEER < 3,60$	$2,20 \leq SCOP < 2,50$
F	$2,60 \leq SEER < 3,10$	$1,90 \leq SCOP < 2,50$
G	$SEER < 2,60$	$SEER < 1,90$

Fuente: (TOSHIBA, 2019)

Según la norma UNE-EN 16147 el método anteriormente explicado se puede simplificar considerando las diferentes zonas térmicas que tiene un determinado país. Como por ejemplo España que se divide en cinco zonas térmicas (Anexo 1) y utiliza la ecuación 5 para el cálculo del factor de rendimiento estacionario (SPF) (IVACE, 2018:12–13). Sin embargo, aunque en Ecuador no se divida en diferentes zonas se puede utilizar esta ecuación para el cálculo del SPF.

$$SPF = COP_n \times FP \times FC \quad (5)$$

Donde:

- COP_n es el Coeficiente de rendimiento nominal, el cual depende de la temperatura de calefacción.
- FP: es el factor de ponderación el cual está ligado al tipo de bomba que utilizamos
- FC: es el factor de corrección el cual depende de la temperatura de condensación (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. IDAE, 2016:32).

En el Anexo A se muestra las tablas que se utilizan para el cálculo mediante la metodología “bin hours” que consiste en dividir en intervalos las temperaturas diarias durante el año con la finalidad de obtener el valor del COP estacionario; entre más intervalos excitan mayor será la precisión del cálculo.

1.3 fuentes de energía de las bombas de calor

Según García (2018) las bombas de calor se clasifican por la obtención de energía en:

- Aerotérmicas
- Geotérmicas
- Hidrotérmicas

1.3.1 Bombas de calor aerotérmicas

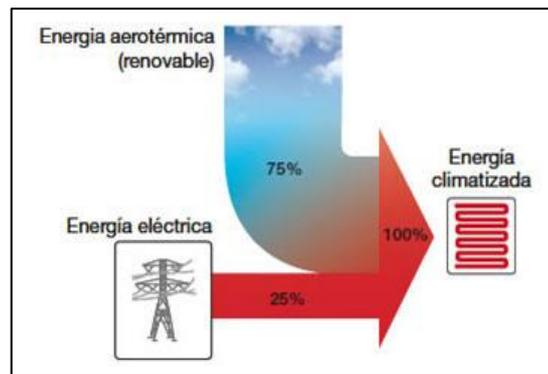


Figura 27-1: Energía aerotérmica

Fuente:(Abad, 2018)

La aerotérmica aprovecha el calor del aire para generación de agua caliente sanitaria, calefacción o refrigeración como se muestra en la figura 27-1. Esta tecnología es ampliamente aplicada en la actualidad debido a su sencilla implementación y representa una inversión menor con respecto a las otras tecnologías como las geotérmicas.

El principal problema de esta tecnología es que existe demasiada variabilidad de la temperatura del aire, esto genera un impacto directo significativo en COP. Por lo general en esta tecnología el COP varía entre 4 o 5. (García 2018:28)

Cuando la temperatura del aire exterior es menor que el punto de rocío perjudicará la eficiencia del intercambio de calor entre el aire y el evaporador, la calefacción en el ambiente se verá afectado drásticamente ya que el estar apagando la máquina térmica para descongelar provoca salidas de calefacción discontinuas. (Jiang 2018:364–67).

1.3.2 Bombas de calor geotérmicas

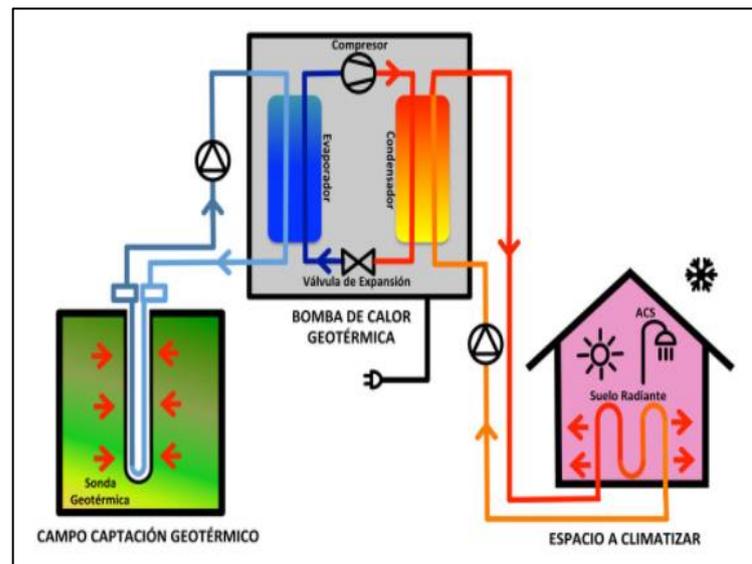


Figura 28-1: Bomba de calor geotérmica
Fuente:(GEOPLAT, 2017)

En este tipo de tecnología se utiliza el subsuelo como fuente de calor, este puede ser por la extracción de la energía calorífica del suelo a determinada profundidad o a su vez el calor que se encuentran en las aguas subterránea como se visualiza en la figura 28-1.

El COP de esta bomba de calor es alto debido a que la temperatura del suelo es constante a lo largo del año, sus valores oscilan entre 3 o 4 aunque hay estudios que alcanza un valor de 10 (García y Martínez, 2012, pp.59–60). Esta bomba de calor geotérmica se puede instalar en cualquier lugar geológico con la restricción en lugares donde el agua subterránea está protegida.

La temperatura del suelo es cálida en invierno y en verano es más fresca que el aire ambiente, los recuperadores de calor se pueden colocar de forma vertical (pozos verticales) u horizontal (zanjas horizontales). Es una tecnología muy costosa ya que para su instalación es necesario adecuar intercambiadores de calor bajo tierra por el cual circula anticongelantes o agua pura. El costo de mantenimiento es alto debido a la corrosión en tuberías y equipos. (Sarbu and Sebarchievici, 2014:444–49)

1.3.3 Bombas de calor hidrotérmicas



Figura 29-1: Energía Hidrotérmicas
Fuente:(RITE 2020)

Aprovecha la energía en forma de aguas residuales, lagos o ríos como se muestra en la figura 29-1 para generar agua caliente sanitaria o a su vez funciona como sistemas de calefacción o refrigeración. En este sistema, además de los elementos básicos de la bomba de calor, se le aumenta un depósitos de almacenamiento en el cual se depositará el agua residual de donde se va a extraer el calor.(Hepbasli et al., 2014:702–5)

El agua residual se puede encontrar en tres diferentes medios como:

- Recuperación de energía de una vivienda o edificio, como duchas, baños o fuente de cocina
- Recuperación de calor de fuentes de alcantarillado
- Recuperación de energía térmica de una planta de tratamiento de agua residual. (García, 2017:38)

Las características de la bomba de calor hidrotérmica que permiten conseguir una alta eficiencia en su funcionamiento son:

- Existe una gran cantidad de agua residual producida durante todo el año.
- El agua residual es menor que el aire interior de la vivienda en verano, y su temperatura es mayor que el aire atmosférico en invierno, además, es mínima la variación de su temperatura, es decir permanece constante durante todo el año.
- Existe gran cantidad de energía térmica en la el agua residual.(Hervás, 2020:35–39)

Tabla 5-1: Comparación de bombas de calor según la fuente de energía

	Aeroterminia	Geoterminia	Hidrotermia
Utilidad para generación de ACS	X	X	X
Eficiencia	Se reduce con temperaturas exteriores menores a 0°C	Constante durante todo el año	Existe gran cantidad de agua residual y su temperatura sufre una variación mínima
Inversión	Baja, fácil la instalación	Muy alta	Media
Desarrollo	Tecnología madura	Menos desarrollada, necesidad de innovación	Tecnología muy aplicada
Intercambiador de calor	Tubos y aletas	Integrados	Placas
Espacio	Necesidad de espacio exterior para captación de aire	Instalación subterránea	Necesidad de un acumulador de agua residual

Realizado por: Suarez, Jhonatan, 2021

1.4 Variaciones de diseño en bombas de calor

Cuando existe una gran diferencia de temperatura en la evaporación y condensación las bombas de calor presentan algunas dificultades como las siguientes:

- Se puede acortar la vida útil de la bomba de calor por aumento de la temperatura en la descarga del compresor, generando degradación del aceite lubricante.
- La relación de compresión va a aumentar por lo que disminuye el rendimiento volumétrico, esto origina que se reduzca la capacidad calorífica de la bomba de calor.
- La potencia del compresor se incrementa al incrementa la relación de compresión, por lo que el rendimiento de la bomba de calor disminuirá significativamente. (Zhang et al. 2018:372–73).

Cuando se presentan estos problemas existen tres soluciones que se pueden adoptar para el sistema clásico de la bomba de calor, éstos son:

1.4.1 Sistema eyector

Es un sistema versátil dentro de la bomba de calor, se utiliza para aumentar la temperatura del refrigerante a la entrada del compresor. El calor es almacenado en un separador de gas-líquido mediante la expansión del refrigerante en estado de vapor, con el objetivo que al compresor llegue solamente gas a una presión mayor mientras que el líquido se dirige al evaporador para refrigerarlo; además, reemplaza a la válvula de expansión. El eyector es capaz de producir parte de la carga de

compresión, con esto se logra reducir la carga eléctrica del compresor. Si el evaporador aspira energía a alta temperatura el eyector es capaz de remplazar al compresor como se muestra en la figura 30-1. Se ha demostrado que esta tecnología puede aumentar puede mejor el COP hasta en un 21% de un sistema con compresión estándar. (Chua et al., 2010)

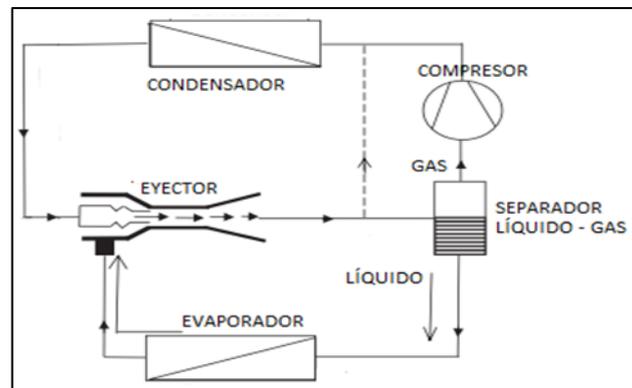


Figura 30-1: Sistema eyector
Fuente: (Chua et al. 2010)

1.4.2 Compresión de doble etapa

La compresión de doble etapa utiliza un solo refrigerante a lo largo de todo el sistema y se lo puede realizar con un solo compresor o dos compresores (Zhang et al. 2018:374). El proceso con dos etapas de compresión incrementa la eficiencia volumétrica y reduce las pérdidas energéticas, entre mayor sea la capacidad calorífica de enfriador, mejor será la eficiencia de la bomba de calor (Llopis 2008:29). En este tipo de compresión se realiza una inyección de vapor de refrigerante en una etapa intermedia. Existen varias configuraciones para la inyección de vapor como: el enfriamiento intermedio a través de un sub-enfriador y tanque de expansión súbita (flash tank).

1.4.2.1 Sub-enfriador

Se divide en dos etapas con un compresor de baja presión y un compresor de alta presión, un experimento realizado (Ni et al. 2015:33) demostró que el COP puede aumentar hasta un 30,6%, la temperatura de descarga del compresor de alta presión fue de 120°C con una temperatura de ambiente de -10°C. En la figura 31-1 se muestra el esquema sistema de doble etapa con sub – enfriador.

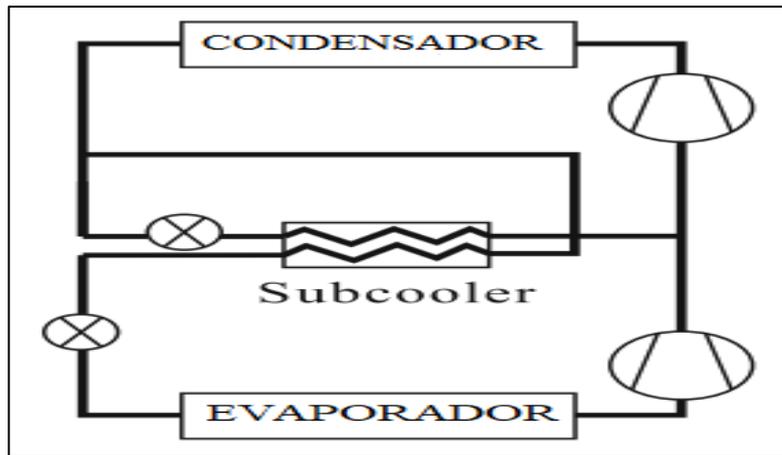


Figura 31-1: Esquema sistema de doble etapa con sub - enfriador
Fuente: (Jiang 2018)

1.4.2.2 Tanque de expansión súbita

El sistema con tanque de expansión súbita consta de dos compresores. Después de que el evaporador extrae energía de ambiente el compresor uno genera vapor recalentado, el cual se combina con el vapor saturado del tanque de expansión e ingresan al compresor dos, el cual aumenta la temperatura del vapor que recibe y envía al condensador.

El condensador intercambia calor con el medio cediendo el calor del refrigerante, el cual se expande y continua hacia el tanque de expansión para continuar con el proceso. Ni et al. (2015:31–32) diseñó un tanque de expansión súbita, los resultados fueron satisfactorios ya que el sistema es capaz de entregar una temperatura menor a 100°C cuando la temperatura exterior era menor a -10°C y su COP fue de 1,76, mientras que la capacidad de calentamiento fue de 4.41 kW. En la figura 32-1 se muestra el esquema de sistema de doble etapa con tanque de expansión súbita.

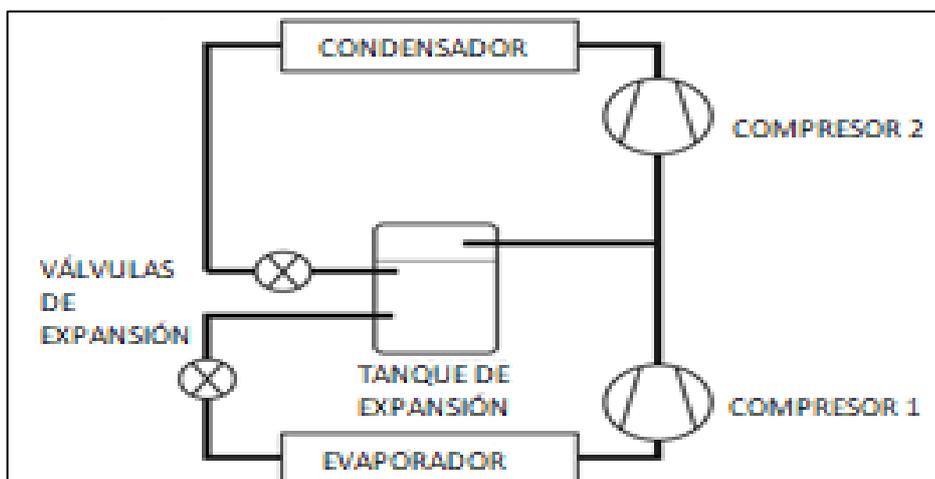


Figura 32-1. Esquema sistema de doble etapa con tanque de expansión súbita
Fuente: (Jiang, 2018)

1.4.3 Inyección de líquido

Inyectar refrigerante líquido en la cámara de compresión aumenta el sellado, lubricación y además disminuye la temperatura en la salida del compresor. La utilización de este sistema en regiones muy frías es muy común, esta tecnología aumenta el COP desde 9% hasta 13% en lugares que la temperatura llega a -10°C .

1.4.4 Inyección de vapor

El diseño del sistema de inyección de vapor es innovador porque mejora la eficiencia de la bomba de calor, se utiliza cuando la temperatura es menor a 15°C y mayor a 40°C , (Zhang et al. 2018:357–58). El proceso consiste en inyectar vapor refrigerante en el compresor lo cual brinda varios beneficios como:

- Mejora la capacidad calorífica principalmente por el incremento de flujo másico de refrigerante en el condensador.
- Permite el ahorro de energía controlando el flujo másico de refrigerante inyectado, evitando intermitencia del compresor.
- Aumenta la eficiencia de la bomba de calor. (ROH, YOO, and KIM 2014:1430002).

Existen varias configuraciones para la inyección de vapor que se detallan a continuación:

1.4.4.1 Inyección de vapor con tanque de expansión súbita

Una parte del refrigerante líquido se vaporiza a través de un tanque de expansión, el cual separa las fases del refrigerante. Cuando se separa el vapor, éste se inyecta en un puerto intermedio que se encuentra en el compresor. El flujo de inyección aumenta la capacidad calorífica y la eficiencia de la bomba de calor 25% y 10%, respectivamente (Huang et al. 2019:4659). En la figura 33-1 se muestra un esquema de un sistema de bomba de calor con inyección de calor a través de un tanque flash.

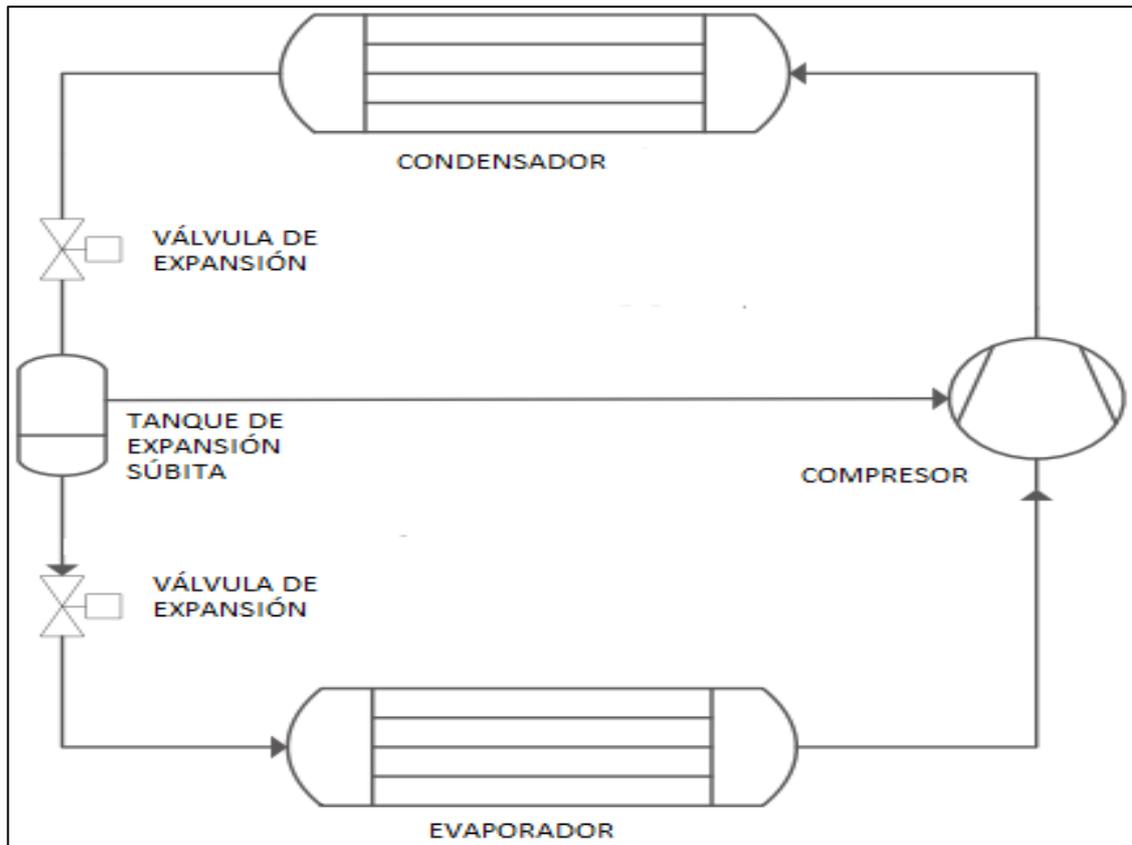


Figura 33-1: Esquema sistema de inyección de vapor con tanque de expansión súbita
Fuente: (Zhang et al., 2018)

1.4.4.2 Inyección de vapor con intercambiador de calor interno (economizador)

El vapor inyectado es generado a través del intercambiador de calor entre el refrigerante del condensador y la válvula de expansión, el cual es inyectado al compresor por medio de un puerto intermedio como se muestra en la figura 34-1. Esto permite que el COP aumente hasta un 28% y la capacidad calorífica en un 15%. Si este sistema se pretende utilizar para mejorar la capacidad de enfriamiento y el COP, la relación de presión debe ser aproximadamente 1:2, y si se requiere aumentar la capacidad calorífica, esta relación debe ser mayor. (Aikins et al., 2013).

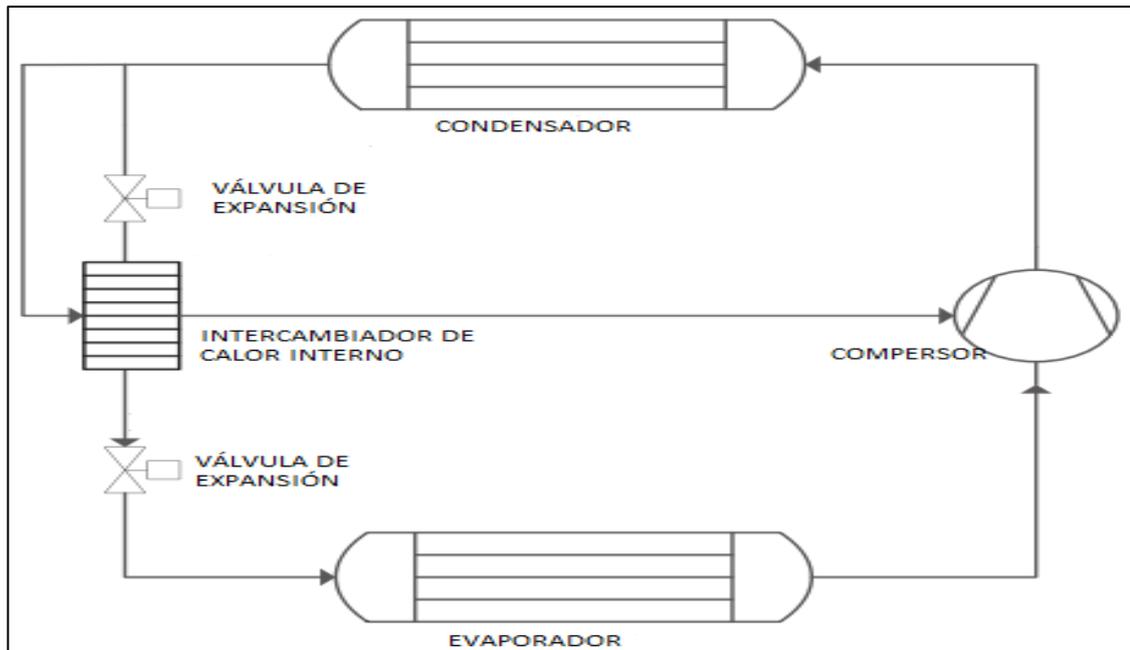


Figura 34-1: Esquema sistema de inyección de vapor con intercambiador de calor intermedio
Fuente: (Zhang et al., 2018)

La capacidad de calentamiento entre ciclos de inyección de vapor con tanque de expansión está entre el 10.5% y 14,4% mayores a los ciclos de inyección de vapor con intercambiador de calor intermedio. (Hewitt, Huang, and Shah 2017:6)

1.4.5 Sistemas en cascada

Se utilizan principalmente para el calentamiento de agua. En este sistema se utilizan dos fluidos refrigerantes el cual divide al sistema en dos sistemas individuales que son unidos por medio de un intercambiador de calor. El refrigerante que se utiliza en el evaporador de la etapa de baja presión es el primero en comprimirse, por medio de un compresor de baja presión. Este refrigerante entra en el intercambiador de temperatura en cascada el cual sirve como condensador para el ciclo de baja temperatura y como evaporador para el ciclo de alta temperatura.

El refrigerante se dirige desde el intercambiador de calor en cascada hacia la válvula de expansión y regresa al evaporador. El segundo refrigerante alcanza temperatura alta y se vaporiza en el intercambiador de calor, posteriormente es comprimido por un compresor de alta presión. Este refrigerante se dirige hacia el condensador el cual libera el calor hacia el agua caliente sanitaria. El refrigerante se dirige hacia la válvula de expansión y regresa al intercambiador de calor en cascada. (Aikins et al., 2013). En la figura 35-1 se muestra el esquema del sistema en cascada.

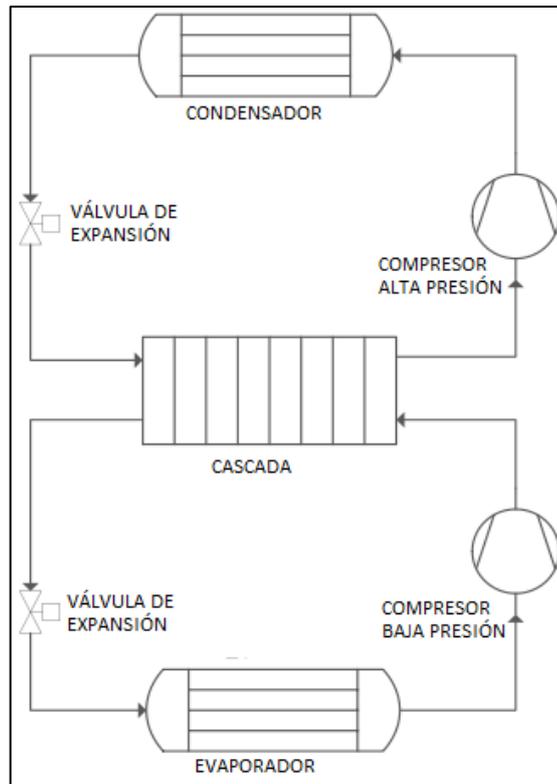


Figura 35-1: Esquema del sistema en cascada
Fuente: (Zhang et al. 2018)

Este sistema de bombas de calor en cascada que utiliza dos refrigerantes aumenta la eficiencia hasta un 70% y la capacidad calorífica en 20% cuando la temperatura ambiente fluctuaba entre 6°C a -10°C. (Zhang et al. 2018:362). Esta tecnología es atractiva ya que puede alcanzar temperaturas de hasta 75°C, puede ser la mejor solución para temperaturas de evaporación muy bajas ya que mejora la eficiencia y protege a los compresores al eliminar la compresión húmeda. Su diseño debe ser muy exacto ya que, si las condiciones de funcionamiento cambian o el refrigerante seleccionado no es el apropiado, el sistema se vuelve inservible.

1.5 Refrigerantes

Son fluidos capaces de absorber y ceder calor. El refrigerante absorbe calor al momento de evaporarse cuando la temperatura y presión son bajas y cede el calor mediante el proceso de condensación a alta presión y temperatura. Se puede clasificar en refrigerantes inorgánicos, orgánicos y mezclas. (Renedo, 2003:136)



Figura 36-1: Refrigerantes
Fuente: (Coolgas, 2015)

1.5.1 Clasificación de refrigerantes

1.5.1.1 Refrigerantes inorgánicos

Según (Restrepo 2013:5), los refrigerantes son combinaciones de los elementos químicos que en su estructura no contienen carbono, excepto el CO₂, estos refrigerantes son:

1.5.1.2 Refrigerantes orgánicos

Estos refrigerantes se basan en paquetes de inhibidores que no son tóxicos y son degradables en su totalidad (SASAM 2013:3). Dentro de estos refrigerantes orgánicos se encuentran los siguientes:

Hidrocarburos

Su molécula está compuesta con elementos como hidrógeno, cloro, flúor y carbono

Hidrofluorocarburos

En su molécula contienen elementos como hidrógeno, flúor y carbono

Hidrofluorolefina

Contiene Hidrogeno, flúor en su molécula. No son contaminantes y sus emisiones de gases de efecto invernadero son mínimos

Mezclas azeotrópicas

Son mezclas de refrigerantes puros que tienen el mismo punto de ebullición.

Mezclas zeotrópicas

Se forman mezclando gases refrigerantes puros que tiene la misma presión y temperaturas de condensación y ebullición diferentes. (López, 2016:2)

1.5.2 Tipos de refrigerantes

1.5.2.1 Según su inflamabilidad

- Grupo 1. – No inflamables
- Grupo 2. – Ligeramente inflamables.
- Grupo 3. – Inflamables en mezcla con aire

1.5.2.2 Según su toxicidad

- Grupo A. – Refrigerantes sin efectos adversos superiores a 400ppm.
- Grupo B. – Refrigerantes sin efectos adversos inferiores a 400ppm

1.5.2.3 Según su seguridad

- Grupo L1.- Alta seguridad A1.
- Grupo L2. – Media Seguridad A2, B1, B2.
- Grupo L3. – Baja Seguridad A3, B3.

En las bombas de calor se emplean en su mayoría refrigerantes de alta seguridad, es decir no son inflamables y si se encuentran en concentraciones mayores a 400 ppm no son nocivos para la salud. La tabla 6-1 muestra la clasificación de refrigerantes en función de la composición química y su seguridad.

Tabla 6-1: Clasificación de refrigerantes

Denominación	Nombre	Composición Química	Seguridad
Inorgánico			
R-717	Amoníaco	HN ₃	B2
R-718	Agua	H ₂ O	A1
R-744	Dióxido de carbono	CO ₂	A1
Orgánico			
Hidrocarburos			
R-290	Propano	CH ₃ CH ₂ CH ₃	A3
R-600	Butano	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	A3
R-600a	Isobutano	CH(CH ₃) ₂ CH ₃	A3
R-1270	Propileno	CH ₃ CH=CH ₂	A3
Hidrofluorcarburos (HFC)			

R-32	Difluorometano	CH ₂ F ₂	A2
R-125	Pentafluoroetano	CHF ₂ -CF ₃	A1
R-134a	Tetrafluoroetano	CH ₂ F-CF ₃	A1
R-143a	Trifluoroetano	CF ₃ -CH ₄	A2
R-152a	Difluoroetano	F ₂ CH-CH ₃	A2
Hidrofluorolefina (HFO)			
HFO-1234ze	Tetrafluoropropano	CHF=CHCF ₃	A2
HFO-1234yf	Tetrafluoropropeno	CH ₂ = CFCF ₃	A1
Mezclas azetrópicas			
R-502		R-22/R-115 (48.8/51.2)	A1
R-507		R-125/R-143a (50/50)	A1
Mezclas zetrópicas			
R-404		R-125/R-143/R-143a (44/52/4)	A1
R-407C		R-32/R-125/R-134a (23/25/52)	A1
R-410A		R-32/R-125 (50/50)	A1

Realizado por: (Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización, 2017, pp.150–152)

1.5.3 Historia de los refrigerantes

El primer refrigerante en ser descubierto fue el agua que durante mucho tiempo fue utilizado y dio lugar a investigaciones para generar nuevos refrigerantes. Con el desarrollarlo de las máquinas para compresión de vapor se crearon varios refrigerantes como el amoníaco, bióxido de carbono, bióxido de azufre e hidrocarburos, muchos de estos tenían propiedades tóxicas o inflamables.

Posteriormente, se creó el R-12 el cual se convirtió en base para la creación de nuevos refrigerantes, los cuales eran muy contaminantes por lo que en el protocolo de Montreal se obligó a reducir el uso del cloro para evitar la degradación de capa de ozono, dando origen al refrigerante conocido como R-22.

Sin embargo, con el paso del tiempo se logró desarrollar el refrigerante R-134a libre de cloro, el cual no es perjudicial para la capa de ozono. Este refrigerante dio paso al protocolo de Kioto, el cual establece medidas de prevención de gases de efecto invernadero e intenta eliminar los HFC por completo para disminuir el cambio climático. El protocolo de Kioto tiene como objetivo eliminar los HFC hasta en un 90% para el 2050.

En la actualidad existen refrigerantes que no son perjudiciales para el medio ambiente y su generación de gases de efecto invernadero son mínimos. Estos tienen como base hidrofluorolefinas (HFO) los cuales se convertirán en los más utilizados en el futuro. (Núñez, 2017:2–4)

1.5.4 Impacto ambiental de los refrigerantes

El impacto ambiental por el uso de refrigerantes se puede medir de acuerdo a dos parámetros que son:

- GPW: potencial de calentamiento global que mide la contribución del fluido refrigerante al efecto invernadero. Es conocido como el factor de dióxido de carbono.
- ODP: potencial de destrucción del ozono que mide el potencial para la destrucción de la capa de ozono (Prieto 2015:3).

1.5.4.1 Potencial de calentamiento global (GWP)

Es el calor que puede ser atrapado de un gas de efecto invernadero en comparación con el dióxido de carbono. Éste puede ser calculado para 20, 100 o 500 años.

1.5.4.2 Potencial de destrucción del ozono (ODP)

Es el número que determina la cantidad de degradación de la capa de ozono causado por una sustancia. Sus valores están en relación de 0 que no afecta en nada a la capa de ozono hasta el máximo que es en Bromoclorodifluorometano que tiene un potencial de 8.

1.5.4.3 TEWI

Mide el impacto total equivalente sobre el calentamiento atmosférico, la cual se calcula durante la fase de diseño de la bomba de calor. El TEWI se calcula según la ecuación (6) (Mesa, 2015:1–2).

$$TEWI = [PCA \cdot L \cdot n] + [PCA \cdot m \cdot (1 - \text{recuperación})] + [n \cdot E_{\text{anual}} \cdot \beta] \quad (6)$$

Donde:

PCA: Potencial de calentamiento atmosférico

L: fugas en el año (kg)

n: tiempo de funcionamiento del sistema (años)

m: carga del refrigerante (kg)

recuperación: factor de recuperación de 0 a 1

E_{anual} : consumo energético (kwh/año)

β : emisión de CO₂ (kg/kWh)

1.5.5 Refrigerantes utilizados en sistemas de compresión de vapor subcríticos

Los sistemas subcríticos son aquellos que la presión de descarga del refrigerante es inferior a la presión crítica.

1.5.5.1 El amoníaco (R-717)

Es uno de los refrigerantes más utilizados por sus excelentes propiedades. Sus valores de GWP es 1 y ODP es 0. Tiene muy buenas propiedades termodinámicas que gracias a eso tiende a utilizar menor cantidad de energía que otros refrigerantes.

Su costo inicial es muy alto, este valor se ve representado al momento de la operación y mantenimiento ya que brinda alta eficiencia energética y tiene un ahorro significativo en esas características, pero es altamente corrosivo y perjudicial cuando se encuentra en gran cantidad en la atmósfera. En el Gráfico 1-1 se observa la variación del COP con respecto a la temperatura de evaporación utilizando el refrigerante R-717 tanto en refrigeración o calefacción.

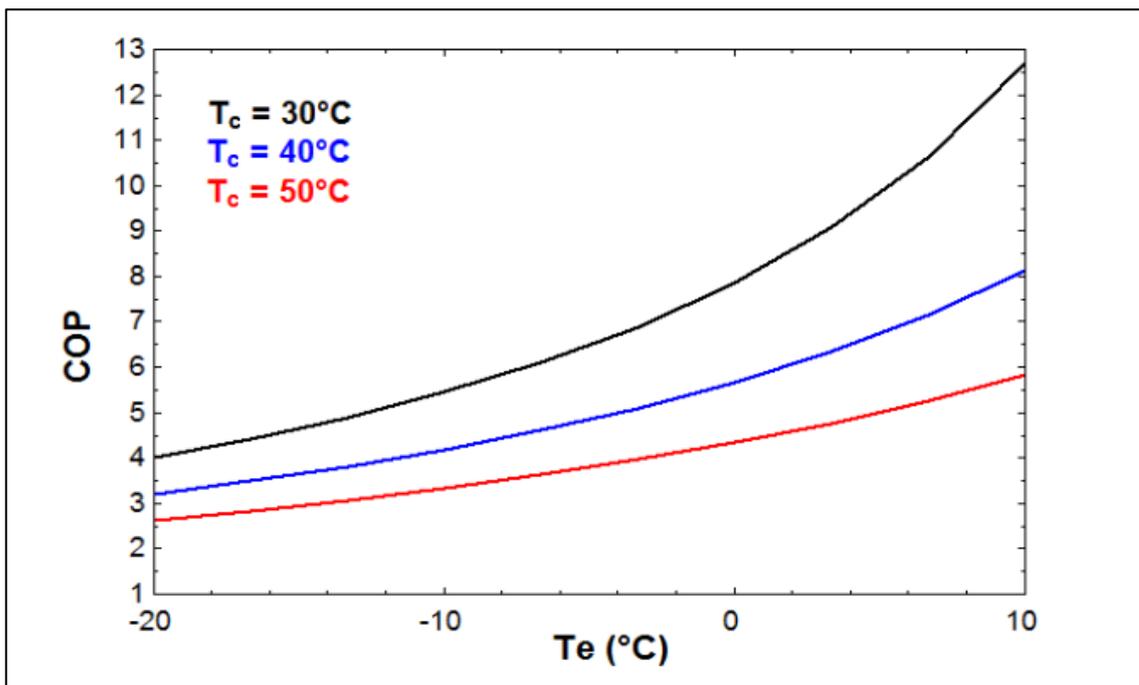


Gráfico.1-1: Dependencia del COP respecto a la evaporación según temperatura de condensación utilizando R-717

Fuente: (Ramos, 2016)

1.5.5.2 Propano (R-290)

Este refrigerante se ha utilizado recientemente en pequeños equipos de uso doméstico ya que tienen varios beneficios ambientales, su ODP es nulo y su GWP es despreciable. Además, brinda mejoras en la eficiencia energética en sistemas de refrigeración por sus propiedades termodinámicas y la velocidad del refrigerante tiene un efecto directo en el aprovechamiento de energía en la bomba de calor, aunque posee un alto índice de inflamabilidad (Ruiz 2018:12–14). Este

tipo de refrigerante aumenta el COP hasta un 7% en comparación con refrigerantes como el R22 que ya no está en uso (Domanski y Yashar, 2006, p. 3).

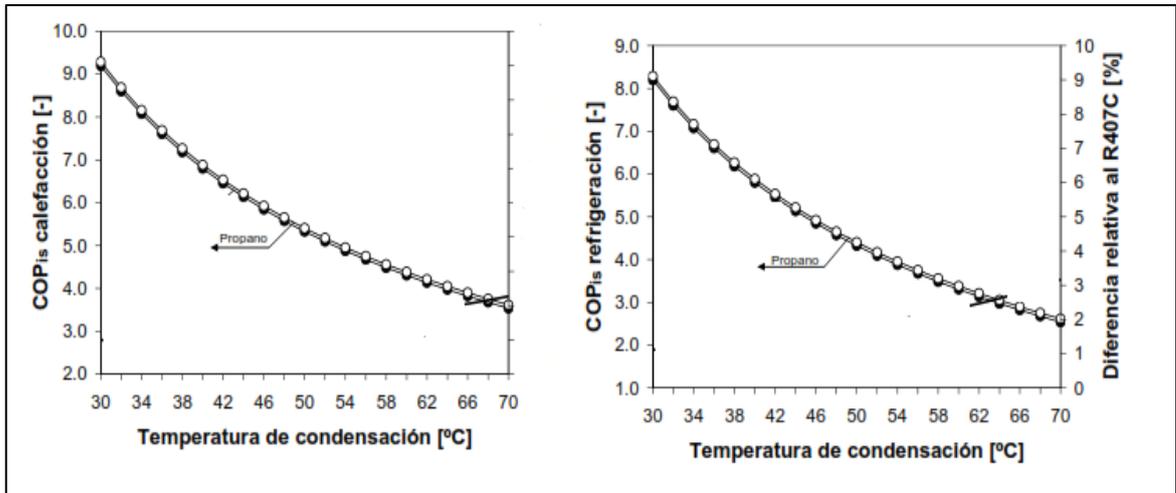


Gráfico 2-1: COP en calefacción y refrigeración de propano a 0°C de evaporación
Fuente: (Ruiz, 2018)

1.5.5.3 Tetrafluoroetano (R-134a)

Este refrigerante es respetuoso con el medio ambiente, no es perjudicial para la capa de ozono debido a que tiene un GWP es 1000 y su ODP es nulo. Este refrigerante es térmica y químicamente estable, no es tóxico y sobre todo no es inflamable. Su limitación viene dada ya que no es operativo en temperaturas muy bajas porque se puede congelar fácilmente.

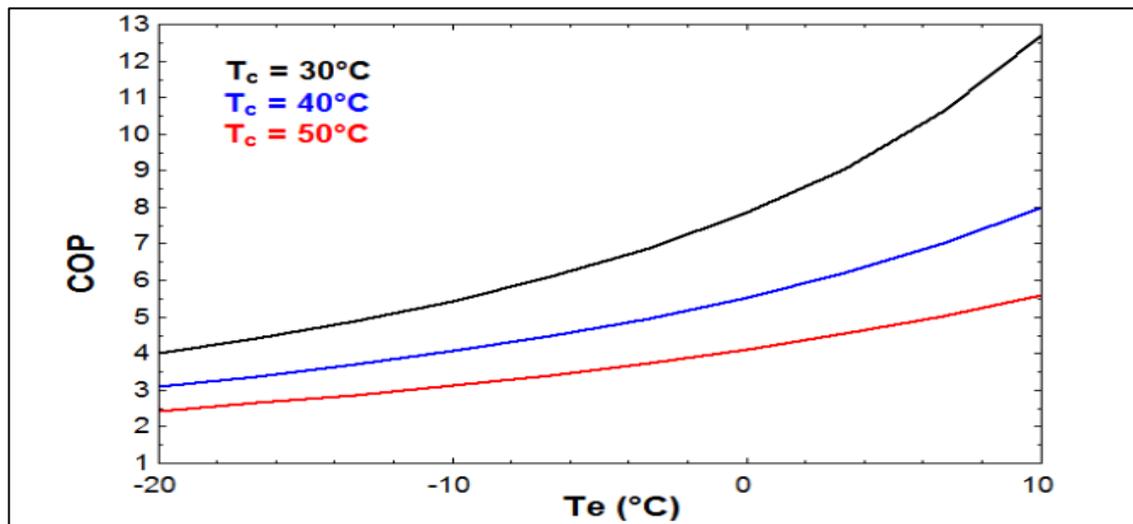


Gráfico 3-1: Dependencia del COP respecto a la evaporación según temperatura de condensación utilizando R-134a

Fuente: (Ramos, 2016)

1.5.5.4 (R-410a)

Está formado por dos gases que no tienen la misma temperatura de evaporación, es decir que cuando un gas empieza a evaporarse, el segundo gas comienza el proceso de evaporación y en caso contrario de la condensación sucede el mismo fenómeno. Este refrigerante es muy estable y es sencillo recargable si se presentan fugas. El ODP de este refrigerante es 0 y su GWP es 1300. Este refrigerante por su característica de mezcla de dos gases es complicado conseguirlo en el medio local.

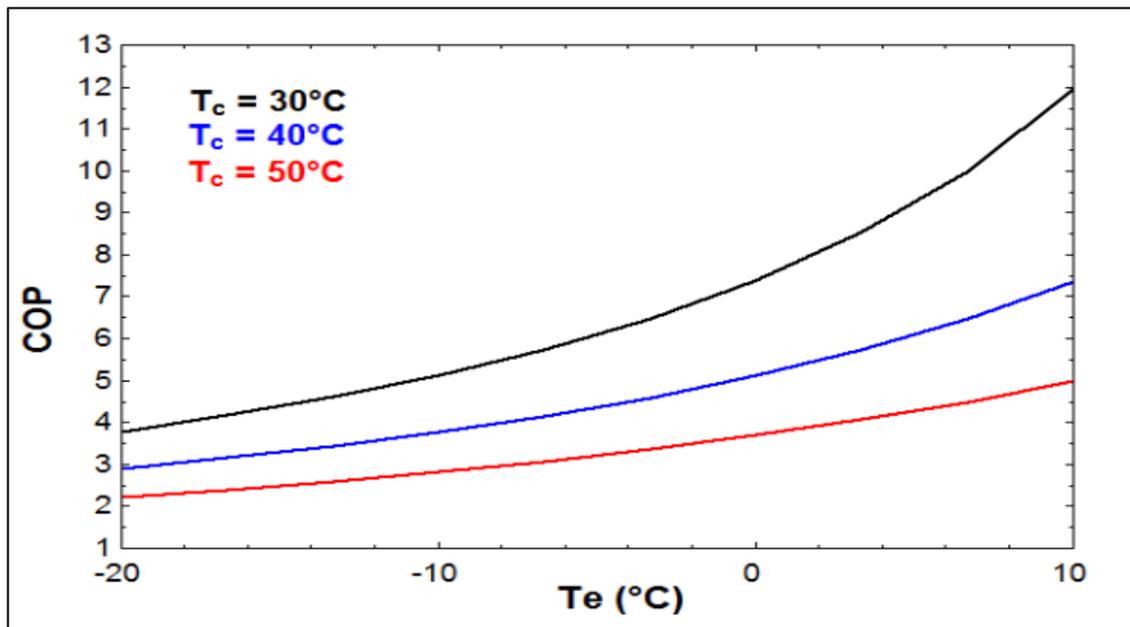


Gráfico 4-1: Dependencia del COP respecto a la evaporación según temperatura de condensación utilizando R-410a

Fuente (Ramos, 2016)

1.5.5.5 Difluorometano (R-32)

Este refrigerante se encuentra puro y tiene un gran poder en sistemas de refrigeración lo que ha permitido que varios fabricantes lo escojan para bombas de calor domésticas y equipos de aire acondicionado, esto brinda varias ventajas al utilizarlo, una de ellas es el ahorro energético y puede producir hasta 5.32KW, es decir, es 5 veces más eficientes que los otros sistemas.

Llega a una temperatura de 58°C sin variaciones en su sistema, además, es muy utilizado en temperaturas extremas inferiores a -20C, su valor de GWP es 675, el ODP es 0. Es ligeramente inflamable. (Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización, 2017, pp.150–152).

Se ha utilizado durante varios años como componente del R-410a que utiliza 50% de R-32 y 50% de R-125.

1.5.6 Refrigerantes utilizados en sistemas transcritos

Son refrigerantes que al utilizarlos la presión de descarga del compresor es superior a la presión crítica.

Dióxido de carbono R-744

Se utiliza en sistemas transcrito, sistemas de calefacción, ventilación y refrigeración. Al presentarse como refrigerante su contención, es segura de tal forma que no afecta al medio ambiente. No es inflamable, no es tóxico, no produce corrosión y su ODP es nulo y GWP es 1.

Representa un costo mínimo al adquirirlo y se lo encuentra fácilmente en el mercado y el rendimiento en los sistemas de bombas de calor es muy competitivo con otro tipo de refrigerantes.

Este refrigerante se convierte en supercrítico a partir de 31,1°C y 73.7 bar, posee una alta densidad de vapor y alta capacidad de generar calor en un gran volumen, esto da la posibilidad que con un menor uso de refrigerante CO₂ se pueda alcanzar la misma cantidad de calor que con otros refrigerantes. Esto permite que los componentes de la bomba de calor serán más pequeños y compactos. Su limitación se presenta al momento de usar el CO₂, debido a que necesitan presión alta. (Ruiz 2018:16-17). Son ideales para los sistemas en cascada.

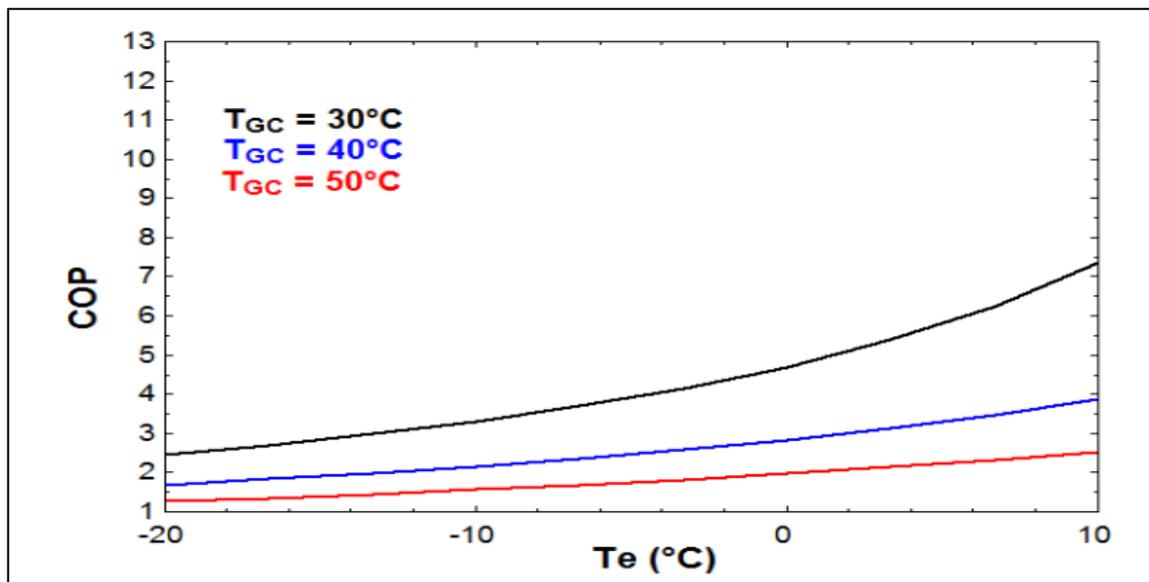


Gráfico 5-1: Dependencia del COP respecto a la evaporación según temperatura de condensación utilizando R-744

Fuente: (Ramos, 2016)

1.5.7 Nuevos refrigerantes

1.5.7.1 HFO-1234ze

Pertenece a los hidrofluorolefina, su toxicidad es baja y es ligeramente inflamable. Este refrigerante puede ser el sustituto del R-134a. Tiene un GWP de 6 no contiene ODP y su vida útil es tan solo 18 días.

1.5.7.2 HFO-L41

Es una mezcla entre el HFO-1234ze y el R-32. Postula a ser el sucesor del R-410 ya que sus propiedades son similares. (Danfoss, 2012, pp.11–13)

1.5.8 Comparación de los refrigerantes

De acuerdo con la norma UNE se toma como referencia una temperatura de condensación a 40°C de los refrigerantes excepto para el CO₂, el cual se condensa a 50°C.

Tabla 7–1 Comparación de refrigerantes

Refrigerante	Condición Normal	COP	Capacidad Eléctrica (W)	GWP	ODP	Seguridad	Limitaciones
R-717	T=40°C	6,715	1,203	1	0	B2	Costo Alto
R-290	T=40°C	5,800	0,610	3	0	A3	Inflamable
R-134a	T=40°C	6,592	0,698	1000	0	A1	Temperatura baja
R-410A	T=40°C	6,080	1,559	1300	0	A1	No comercial
R-744	T=50°C	3,295	3,667	1	0	A1	Presión alta
R-32	T=55°C	2,21	5,32	675	0	A2	Ligeramente Inflamable

Fuente: (Ramos, 2016)

De la tabla 7-1 se puede observar que el refrigerante con mayor índice de contaminación es el R-140a de los refrigerantes en estudio y el que tiene el mínimo índice de GWP es el amoníaco y el dióxido de carbono. Ninguno de los refrigerantes contribuye en la destrucción de la capa de ozono. El refrigerante menor recomendado es el R-290 por ser el que menos garantías de seguridad presenta.

CAPÍTULO II

2. MARCO METODOLÓGICO

La bomba de calor se ha convertido en una de las tecnologías más utilizada para la producción de agua caliente sanitaria, su principal ventaja son sus altos rendimientos. La bomba de calor al funcionar como máquina frigorífica es su rendimiento es superior al 350% y al funcionar como maquina calorífica su rendimiento llega hasta 95%. En otras palabras, por cada 1kWh eléctrico gastado se obtiene 3,5 kWh. Si las condiciones de diseño no superan -2°C en invierno y 53°C en verano.

En los lugares donde las temperaturas son muy extremas el rendimiento de la bomba de calor disminuye considerablemente si su uso es trabajar como generadora de agua caliente sanitaria. Además de esta tecnología admite un notable ahorro de energía eléctrica en condiciones apropiadas. Para calentar agua en un termo eléctrico de 50 litros su consumo es de 2,1 kWh al día, mientras que la misma cantidad de agua con una bomba de calor ACS calentar su agua requiere menos de la mitad (Hernández 2016:30).



Figura 1-2. Esquema bomba de calor Aire-Aire

Fuente: (Arnabat 2015)

El ahorro de energía de esta tecnología se ve reflejado en el COP que nos permite reducir entre un 50% y 75% en relación con un termo eléctrico o ducha eléctrica. La eficiencia de la bomba de calor dependerá de las condiciones ambientales en donde se vaya a instalar. (Peris and Avellaneda 2019:5)

La bomba de calor tiene la capacidad de abastecer de agua caliente sanitaria a una casa con las siguientes ventajas: diseño compacto, ahorro de espacio, alta eficiencia energética y rendimiento elevado. Existen varias maneras de instalarlas de modo que el ruido generado no sea uno de sus problemas este puede ser tipo Split o con conductores de intercambio de calor con el exterior. Para ello se necesitará considerar un balance térmico de la bomba de calor.(Peris and Avellaneda 2019:5).

El presente estudio se enfoca en la selección del compresor de la bomba de calor esto depende de la demanda de ACS, energía consumida, caudal necesario y tipo de refrigerante, para este último se a considero una serie de alternativas para poder evaluar cuál es la mejor opción.

Los refrigerantes a evaluar son:

R-134A.- Es un refrigerante que afecta significativamente al efecto invernadero y es muy eficiente cuando se usa en cuando a presión es baja, se utiliza en aire acondicionado del auto, frigoríficos domésticos, enfriadores de agua centrífugos y bombas de calor.

R-290.- Conste dentro de los refrigerantes de mejor reputación por su gran calidad, no contribuye al agotamiento de la capa de ozono y es natural sus aplicaciones se ven en sistemas de refrigeración, bombas de calor y equipos de refrigeración comercial.

R-410A.- Este refrigerante no contiene cloro por ende no afecta en el desgaste de la capa de ozono, es el sustituto de R-22, se utiliza en las instalaciones frigoríficas domesticas e industriales.

R-407C.- Es utilizado con mayor frecuencia en sistemas de aire acondicionado y refrigeración comercial como almacenamiento de alimentos.

R-513A.- Se utiliza regularmente par sistemas de refrigeración y congelación con temperaturas de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ con resultados satisfactorios incluyendo el ahorro energético notablemente.

R-1234yf.- Es utilizado en la empresa automotriz en el sistema de climatizado.

R-454C.- sus aplicaciones están limitadas en, sistemas frigoríficos en supermercados, armarios frigoríficos/congeladores, cuartos de preparación, Y unidades de condensación en servicio de alimento.

R-32.- Es un refrigerante de bajo potencial de calentamiento global y cero agotamientos de la capa de ozono, en estado puro se utiliza en equipos pequeños de aire acondicionado y bombas de calor domésticas.

2.2 Determinación de los parámetros de la bomba de calor

El modelado de la bomba de calor tiene como objetivo realizar una comparativa de diferentes tipos de refrigerantes en función de la eficiencia estacionaria COP, con la finalidad de encontrar cual es el refrigerante que mejor se adapta al medio que nos rodea. Para lo cual es necesario calcular el caudal instantáneo que necesita la instalación en análisis.

2.2.1 Caudal instantáneo

El caudal instantáneo se obtiene sumando los caudales de todos los aparatos instalados en el domicilio, se utiliza un coeficiente simultáneo, porque no todos los componentes se utilizan al mismo tiempo.

Simultáneamente, si bien no existe una norma obligatoria que indique el coeficiente simultáneo, se pueden utilizar los datos obtenidos aplicando la norma UNE 149.201 / 07, en la que el caudal instantáneo se puede obtener mediante la expresión (7) (IDAE, 2010:45):

$$Q_C = A \cdot (Q_T)^B + C \quad (7)$$

Donde:

Q_C : Caudal simultáneo de cálculo (l/s).

Q_T : Caudal total, sumatoria de equipos de la casa (l/s).

A, B y C: Coeficientes que dependen del tipo de la casa, los caudales totales de la casa y de los caudales máximos por aparatos.

Q_u : Caudal mayor unitario (l/s)

La tabla 2-1, es una guía para encontrar el caudal promedio de algunos componentes en los que se utiliza ACS, en base a esta tabla se obtiene el caudal necesario según los componentes instalados en el domicilio.

Tabla 1-2: Caudal instantáneo mínimo

Tipo de aparato	Caudal Instantáneo mínimo (l/s)		Diámetro NOMINAL mínimo	
	AFCH	ACS	Acero	Cu y Plásticos
Urinario con cisterna (c/u)	0,04	-		
Lavamanos	0,50	0,03		
Lavabo, Bidé	1,10	0,07		
Inodoro con cisterna	0,10	-	DN 15	12
Urinario con grifo temporizado	0,15	-	DN 15	12
Grifo aislado	0,15	0,10		
Lavavajillas doméstico	0,15	0,10	DN 15 (Rosca DN 20)	12
Fregadero doméstico	0,20	0,10	DN 15	12
Ducha	0,20	0,10	DN 15	12
Bañera de menos de 1,40 m	0,20	0,15	DN 20	20
Lavadero	0,20	0,10		
Lavadora doméstica	0,20	0,15	DN 20	20
Grifo garaje	0,20	-		
Vertedero	0,20	-	DN 20	20
Lavavajillas industrial (20 servicios)	0,25	0,20	DN 20	20
Bañera de 1,40 m o más	0,30	0,20	DN 20	20
Fregadero NO doméstico	0,30	0,20	DN 20	20
Lavadora industrial (8 kg)	0,60	0,40	DN 25	25
Inodoro con fluxor	1,25	-	DN 25-DN 40	25-40

Fuente:(idea, 2010)

La tabla 2-2, explica los coeficientes que se utiliza en función al caudal máximo que se consumirá en el domicilio.

Tabla 2-2 Coeficientes

Tipo de edificio	Caudales (l/s)		Coeficientes		
	Qu	QT	A	B	C
Viviendas	< 0,5	≤ 20	0,682	0,450	-0,140
	≥ 0,5	≤ 1	1,000	1,000	0,000
	≥ 0,5	≤ 20	1,700	0,210	-0,700
	Sin Límite	> 20	1,700	0,210	-0,700
Oficinas, estaciones, aeropuertos, etc.	< 0,5	≤ 20	0,682	0,450	-0,140
	≥ 0,5	≤ 1	1,000	1,000	0,000
	≥ 0,5	≤ 20	1,700	0,210	-0,700
	Sin Límite	> 20	0,400	0,540	0,480

Fuente: (IDAE, 2010)

2.2.2 Consumo

El consumo de ACS se calcula en función de cuantos litros/día persona se utiliza en una determinada aplicación. La tabla 3-2 explica el consumo mínimo de una persona en distintos escenarios posibles, para este caso de estudio se utilizará el apartado de viviendas.

Tabla 3–2 Demanda ACS.

Criterio de demanda	Litros/día persona
Vivienda unifamiliar	28
Hospitales y clínicas	55
Ambulatorio y centro de salud	41
Hotel *****	69
Hotel ****	55
Hotel ***	41
Hotel/hostal **	34
Camping	21
Hostal/pensión *	28
Residencia multifamiliar	41
Centro penitenciario	28
Albergue	24
Vestuarios/Duchas colectivas	21
Escuela sin ducha	4
Escuela con ducha	21
Cuarteles	28
Fábricas y talleres	21
Oficinas	2
Gimnasios	21
Restaurantes	8
Cafeterías	1

Fuente: (Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda, 2020)

2.2.2.1 Demanda de ACS

La demanda del consumo de Agua Caliente Sanitaria para la ciudad de Riobamba, se calcula mediante la ecuación (8) (Gil-Delgado 2019:45).

$$Demanda ACS = personas \times consumo diario \frac{l}{dia * per} \quad (8)$$

2.2.2.2 Consumo de punta sostenido

El consumo de punta sostenido se entiende por el tiempo donde se consume la mayor cantidad de ACS o se utilizan los componentes del domicilio al mismo tiempo.

Para encontrar el tiempo de consumo punta sostenido se procede a utilizar la ecuación (9)(IDAE 2010:48):

$$TCPS = \frac{Demanda_{ACS}}{Q_C} \quad (9)$$

2.2.2.2 Demanda energética

Es la cantidad de energía eléctrica de diseño que va a consumir la bomba de calor al día para generar ACS a 60°C, se lo calcula con la expresión (10)(IDAE 2010:46)

$$E_{acs} = \frac{D_{ACS} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) \cdot 1.16Wh/(\text{°C} \cdot l)}{1000W/kW} \quad (10)$$

Donde:

E_{ACS} : Consumo de energía para calentar el agua a 60°C (kWh/día).

T_{ACS} : Temperatura del agua 60°C (l/día) de ACS a 60 °C.

T_{AFCH} : Temperatura (°C) de red del agua, de acuerdo al mes y localización (Tabla 4-2).

La tabla 2-4 indica los valores de temperatura de red durante todo el año en la ciudad de Riobamba. La temperatura más alta de agua de red es en el mes de julio y septiembre con 13.93 °C. La temperatura más baja de agua de red es en diciembre con 12.86 °C

Tabla 4 –2 Temperatura de red en Riobamba.

Mes	Días	T red (°C)
Enero	31	13,10
Febrero	28	13,38
Marzo	31	13,10
Abril	30	13,50
Mayo	31	13,70
Junio	30	12,96
Julio	31	13,93
Agosto	31	14,29
Septiembre	30	13,93
Octubre	31	13,31
Noviembre	30	13,69
Diciembre	31	12,86
Total	365	

Fuente: Jhonatan Suárez, 2021

2.2.3 Sistemas de acumulación

La producción de ACS es continua a lo largo del día, lo que provoca encender la bomba de calor varias veces incrementando el consumo de energía, por tal motivo se plantea usar un taque acumulador para evitar el uso frecuente de la máquina.

2.2.3.1 Potencia de la bomba de calor con acumulador

Es la capacidad de la bomba de calor para generar ACS a 60°C en un depósito de acumulación. Para el cálculo de la potencia se utiliza la siguiente expresión (11), (IDAE 2010:48):

$$P_{BOMBA} = \left[Q_{punta} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) - V_{Acum} \cdot (T_{acum} - T_{AFCH}) \cdot F_{Acum} \right] \cdot \frac{1.16}{\eta_{ACS}} \quad (11)$$

Donde:

P_{BOMBA} : Potencia de la bomba de calor.

Q_{punta} : Caudal punta se asume el 50% de consumo diario de ACS.

T_{ACS} : Temperatura de ACS la cual es 60°C

T_{AFCH} : Temperatura (°C) de red del agua, de acuerdo al mes y localización (Tabla 4-2).

V_{Acum} : Volumen de depósito.

T_{Acum} : Temperatura de acumulación 60°C

F_{Acum} : factor de uso del volumen depende de las dimensiones del tanque de acumulación, para encontrar el factor se utiliza la siguiente expresión (12) (IDAE 2010:48).

$$F_{uso} = 0,63 + 0,14 \cdot \frac{H}{D} \quad (12)$$

η_{ACS} : Rendimiento del sistema de producción de ACS. (75%)

2.2.3.1 Energía de la bomba de calor con acumulador

Es la cantidad de energía eléctrica teórica de diseño que va a consumir la bomba de calor al día para generar ACS a 60 °C en un depósito de acumulación.

La energía necesaria para calentar agua a 60 °C se calcula mediante la ecuación (13),(IDAE 2010:48)

$$E_{acum} = V_{acum} \cdot (T_{acum} - T_{AFCH}) \cdot 1,16 \cdot F_{uso} \quad (13)$$

Donde:

$E_{acumulada}$: Consumo de energía acumulada (kWh/día).

V_{acum} : Volumen total del depósito de acumulación (l/día) de ACS a 60 °C.

T_{acum} : Temperatura de acumulación (°C) de consumo de ACS

T_{AFCH} : Temperatura (°C) de red del agua, de acuerdo al mes y localización (Tabla 4-2).

F_{Acum} : factor de uso del volumen depende de las dimensiones del tanque de acumulación, para encontrar el factor se utiliza la ecuación (12). (IDAE, 2010:48).

η_{ACS} : Rendimiento del sistema de producción de ACS. (75%)

2.3 Dimensionamiento de los componentes de la bomba de calor

2.3.1 Selección del compresor

Se utilizó el programa FRIO para seleccionar el compresor de la bomba de calor. Se definieron los parámetros necesarios para el compresor que cumpla con los requerimientos de la bomba de calor.

Dichos parámetros son:

2.3.1.1 Temperatura de evaporación

Es la temperatura del refrigerante en el evaporador, se calcula restando 10 K a la temperatura de red mínima que se encuentra en el ambiente.

2.3.1.2 Temperatura de condensación

Es la temperatura del refrigerante en el condensador, se calcula sumando 5 K a la temperatura que se necesita para el ACS.

2.3.1.3 Potencia del condensador

Es la cantidad de energía necesaria para que el condensador pueda llegar a calentar el ACS a la temperatura deseada.

2.3.1.4 Sub-enfriamiento y re-calentamiento

Se toma un valor nominal de 10 °C para el sub-enfriamiento y 10°C de re-calentamiento con el fin de protección del equipo y evitar daños en la bomba de calor, para conocer los valores reales

se necesita realizar un estudio de optimización el cual al realizarlo se obtendrá los valores reales de sub-enfriamiento y re-calentamiento.

2.3.1.5 Determinación de los parámetros del compresor

Los datos explicados anteriormente se proceden a insertarlos en el programa FRIO con la finalidad de encontrar los parámetros técnicos del compresor

Los datos teóricos que se desean obtener son los siguientes:

- Potencia del evaporador
- Capacidad calorífica del compresor
- Caudal real de compresor
- COP de la bomba de calor

3.3.1.6 Selección del compresor

Una vez calculado el caudal del compresor y la potencia del condensador se selecciona el compresor con los datos de catálogo de un fabricante. Para el presente estudio se escogió el fabricante Emerson. Dicho fabricante facilita un software de selección de sus compresores denominado Select 8.

2.4 Estimación del mapa de prestaciones de la bomba de calor

Para simular el funcionamiento del compresor existen algunas metodologías, una de las más utilizadas es a través de los polinomios ARHI. Estos polinomios permiten calcular el consumo del compresor, el flujo másico, la capacidad calorífica entre otras con 10 coeficientes.

Una vez establecido los distintos tipos de compresores de acuerdo con cada refrigerante que cumplen con las características se procede a encontrar los mapas de funcionamiento de los compresores para estos se toma en cuenta los siguientes parámetros.

- Capacidad calorífica. (\dot{Q}_C)
- Potencia del compresor. (E)
- Capacidad frigorífica. (\dot{Q}_E)
- Flujo másico. (\dot{m})
- COP.

- Eficiencia del compresor. (η)

Los valores de los mapas de funcionamiento se encuentran dentro del catálogo de Emerson a través del software Select 8. Los parámetros considerados son la temperatura de condensación, evaporación, sobrecalentamiento, subenfriamiento y caudal del compresor.

2.4.1 Generación de los polinomios AHRI

De acuerdo con la norma española UNE-EN 12900 se debe generar polinomios de acuerdo con la siguiente expresión (14):

$$X = C_1 + C_2xS + C_3xD + C_4xS^2 + C_5X(SxD) + C_6xD^2 + C_7xS^3 + C_8x(DxS^2) + C_9x(SxD^2) + C_{10}xD^3 \quad (13)$$

Donde:

X: es la potencia absorbida, el caudal, la potencia frigorífica

S: es la temperatura de evaporación a la entrada del compresor

D: es la temperatura de condensación a la salida del compresor

C: es un coeficiente

3.4.1.1 Cálculo de coeficientes

Para poder generar los polinomios AHRI es necesario conocer primeramente los coeficientes $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7, C_8, C_9, C_{10}$. Dichos coeficientes se calculan por regresión polinomial a partir de los mapas de funcionamiento del compresor obtenidos del catálogo del fabricante.

2.5 Cálculo del spf de la bomba de calor operando bajo el clima de la ciudad de Riobamba.

El cálculo del SPF se realizó utilizando la metodología de las “Bin hours” (Peris, 2016:62).

2.5.1 Cálculo promedio de horas

Este proceso utiliza el promedio de horas al año que registra la temperatura de aire en el ambiente en un intervalo determinado. Debido a que la temperatura ambiente de Riobamba no tiene cambios significativos a lo largo del año, se consideran intervalos de temperatura de 3 grados Celsius, Además, al considerar este valor se realiza un cálculo más preciso.

El caso de estudio es teórico para una instalación ACS que utiliza una determinada cantidad de acumulación y una potencia definida de la bomba de calor. Para satisfacer la necesidad energética consumida al año en una instalación de calentamiento durante 8760 horas al año trabajando a su capacidad máxima.

2.5.2 Consumo de potencia eléctrica y potencia térmica anual

Mediante los polinomios ARHI se calculan los coeficientes para la capacidad calorífica y potencia del compresor. Se calcula la energía térmica y energía eléctrica anual multiplicando por las horas encontradas mediante la metodología bin hours.

2.5.3 Cálculo del SPF

Para este cálculo se usa la ecuación (14) (Peris 2016:63):

$$SPF = \frac{\sum_{T.in}^{T.ex} \dot{Q}_C \times \#horas \text{ año}}{\sum_{T.in}^{T.ex} E \times \#horas \text{ año}} \quad (14)$$

CAPÍTULO III

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

3.1 Determinación de los parámetros de la bomba de calor

3.1.1 Caudal instantáneo

Se definen los componentes que requieren agua caliente sanitaria en un domicilio para calcular el caudal de ACS necesaria al día. La tabla 1-3 muestra los aparatos instalados en el domicilio.

Tabla 1-3: Aparatos instalados en el domicilio

Componente	Cantidad
Lavamanos	2
Ducha	2
Lavavajillas doméstico	1
Lavadora domestica	1
Lavadero	1

Fuente: Jhonatan Suarez, 2021

Una vez definidos los aparatos se calcula el caudal mínimo consumido en el domicilio. Los caudales se obtienen según la tabla 2-3.

Tabla 2-3: Cálculo de caudales mínimos de los aparatos instalados en el domicilio

Componente	Cantidad	ACS (l/s)	
		Unitario	Total
Lavamanos	2	0,03	0,06
Ducha	2	0,10	0,20
Lavavajillas doméstico	1	0,10	0,10
Lavadora doméstica	1	0,15	0,15
Fregadero doméstico	1	0,10	0,10
Total	7	0,48	0,61

Fuente: Jhonatan Suarez, 2021

La casa cuenta con cinco aparatos que utilizan ACS, dando un total de consumo de 0,61 l/s, siendo la lavadora doméstica la que más consume, como se muestra en la tabla 2-3.

Conocido el caudal total se procede a la elección de los coeficientes de acuerdo con la tabla 2-2

Tipo: Viviendas

Caudal Total: 0,61 l/s

Caudal Mayor: 0,15 l/s

Coeficientes: A 0,682; B 0,450; C -0,140

Por último, utilizando la ecuación 7 obtenemos el valor del caudal instantáneo

$$Q_C = A \cdot (Q_T)^B + C$$
$$Q_C = 0,682 \cdot (0,61)^{0,450} + (-0,140)$$
$$Q_C = 0,45 \text{ l/s}$$

3.1.2 Consumo de ACS

3.1.2.1 Cálculo de la demanda de ACS

Para este caso de estudio se tomará como referencia 5 personas que ocupan la vivienda. Según la tabla 3-2 se obtiene el caudal diario por persona.

Una vez definidas las variables se calcula la demanda de ACS del caso de estudio con la ecuación (8)

$$\text{Demanda ACS} = \text{personas} \times \text{consumo diario} \frac{\text{l}}{\text{día} * \text{per}}$$
$$\text{Demanda ACS} = 5 \text{ personas} \times 28 \frac{\text{l}}{\text{persona}}$$
$$\text{Demanda ACS} = 140 \frac{\text{l}}{\text{día}}$$

La demanda de ACS que necesita la vivienda es de $140 \frac{\text{l}}{\text{día}}$

3.1.2.2 Consumo punta sostenido

El tiempo de consumo punta sostenido se calcula mediante la ecuación (9)

$$TCPS = \frac{\text{Demanda}_{ACS}}{Q_C}$$
$$TCPS = \frac{140 \text{ l/día}}{0,45 \text{ l/s}}$$
$$TCPS = 310,76 \text{ s/día}$$
$$TCPS = 5,16 \text{ minutos al día}$$

El tiempo de consumo punta sostenido es de 5,16 minutos al día de producción de agua caliente sanitaria

3.1.2.3 Demanda energética para producción de ACS

Para calcular la demanda energética se utiliza la ecuación (10), y la tabla 4-2.

$$E_{acs} = \frac{D_{ACS} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) \cdot 1.16Wh/({}^{\circ}C \cdot l)}{1000W/kW}$$
$$E_{acs} = \frac{(\frac{140l}{día}) \times (60^{\circ}C - 12,86^{\circ}C) \cdot 1.16Wh/({}^{\circ}C \cdot l)}{1000W/kW}$$
$$E_{acs} = 7,65 kWh/día$$

En el cálculo de la demanda energética se consideró la temperatura de agua fría (T_{AFCH}) de 12.86 °C, este valor corresponde al mes de diciembre según la tabla 4-2. Debido a que por efectos de diseño se debe considerar la temperatura más baja de agua fría a lo largo del año, para que la bomba suministre ACS incluso cuando funcione en condiciones ambientales críticas.

3.1.3 Sistema de acumulación

3.1.3.1 Potencia de la bomba de calor con acumulador

Para calcular la potencia de la bomba de calor es necesario calcular el factor de uso. Dicho factor se calcula mediante la ecuación (12) y para calcular el factor de uso es necesario conocer el volumen del acumulador.

El volumen del acumulador debe ser por lo menos de la mitad de la demanda de ACS, es decir, mínimo 70 litros; como en el mercado no existe de ese volumen, se procede a seleccionar el depósito con capacidad de almacenamiento de 80 litros.

De acuerdo al catálogo de Lapesa las dimensiones para un depósito acumulador de 80 litros, sus dimensiones son 480 mm de diámetro y 749 mm de altura construido en acero inoxidable 304 (LAPESA n.d.:122)

$$F_{uso} = 0,63 + 0,14 \cdot H/D$$
$$F_{uso} = 0,63 + 0,14 \times \left(\frac{749}{480}\right)$$
$$F_{uso} = 0,85$$

En el presente estudio se analiza una acumulación de agua caliente a 60 °C del 30 %, 50 % y 100 %, según la ecuación (11).

Acumulación al 30%

$$P_{BOMBA} = [Q_{punta} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) - V_{Acum} \cdot (T_{acum} - T_{AFCH}) \cdot F_{Acum}] \cdot \frac{1.16}{\eta_{ACS}}$$

$$P_{BOMBA} = \left[70 \frac{l}{dia} \cdot (60^{\circ}C - 12,86^{\circ}C) - 21 l \cdot (60^{\circ}C - 12,86^{\circ}C) \cdot 0,85 \right] \cdot \frac{1.16}{0,75}$$

$$P_{BOMBA} = 3,805 kW$$

Acumulación al 50%

$$P_{BOMBA} = [Q_{punta} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) - V_{Acum} \cdot (T_{acum} - T_{AFCH}) \cdot F_{Acum}] \cdot \frac{1.16}{\eta_{ACS}}$$

$$P_{BOMBA} = \left[70 \frac{l}{dia} \cdot (60^{\circ}C - 12,86^{\circ}C) - 35 l \cdot (60^{\circ}C - 12,86^{\circ}C) \cdot 0,85 \right] \cdot \frac{1.16}{0,75}$$

$$P_{BOMBA} = 2,93 kW$$

Acumulación al 100%

$$P_{BOMBA} = [Q_{punta} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) - V_{Acum} \cdot (T_{acum} - T_{AFCH}) \cdot F_{Acum}] \cdot \frac{1.16}{\eta_{ACS}}$$

$$P_{BOMBA} = \left[70 \frac{l}{dia} \cdot (60^{\circ}C - 12,86^{\circ}C) - 70 l \cdot (60^{\circ}C - 12,86^{\circ}C) \cdot 0,85 \right] \cdot \frac{1.16}{0,75}$$

$$P_{BOMBA} = 0,773 kW$$

3.1.3.2 Demanda energética de la bomba de calor con acumulador

Para calcular el valor de la demanda energética es necesario definir el porcentaje de ACS que se va a acumular. Para el caso de estudio se considera una acumulación del 30 %, 50 % y 100 %. El cálculo se realiza utilizando la ecuación (13).

Acumulación al 30%

$$E_{acumulación} = V_{acumulacion} \cdot (T_{acumulación} - T_{AFCH}) \cdot 1,16 \cdot F_{uso acumulación}$$

$$E_{acumulación} = 21 l \cdot (60^{\circ}C - 12,86^{\circ}C) \cdot 1,16 \cdot 0,85$$

$$E_{acm} = 0,974 kWh/ día$$

Acumulación al 50%

$$E_{acumulación} = V_{acumulacion} \cdot (T_{acumulación} - T_{AFCH}) \cdot 1,16 \cdot F_{uso acumulación}$$

$$E_{acumulación} = 35 l \cdot (60^{\circ}C - 12,86^{\circ}C) \cdot 1,16 \cdot 0,85$$

$$E_{acum} = 1,62 kWh/ día$$

Acumulación al 100%

$$E_{acumulación} = V_{acumulacion} \cdot (T_{acumulación} - T_{AFCH}) \cdot 1,16 \cdot F_{uso\ acumulación}$$

$$E_{acumulación} = 70\text{ l.} \cdot (60\text{ °C} - 12,86\text{ °C}) \cdot 1,16 \cdot 0,85$$

$$E_{acum} = 3,25\text{ kWh/ día}$$

Tabla 3–3: Resumen de resultados

Variable	Valor
Caudal instantáneo	0,45 l/s
Consumo de ACS	140 l/d
Consumo punta sostenido	5,16 min
Energía	7,65 kWh/día
Potencia para acumulación al 30%	3,80 kW
Potencia para acumulación al 50%	2,94 kW
Potencia para acumulación al 100%	0,77 kW
Energía para acumulación al 30%	0,95 kWh/día
Energía para acumulación al 50%	1,62 kWh/día
Energía para acumulación al 100%	3,25 kWh/día

Fuente: Jhonatan Suárez, 2021

3.2 Dimensionamiento de los componentes de la bomba de calor

3.2.1 Selección del compresor

En el presente apartado se analiza la selección del compresor con diferentes refrigerantes como:

- R-134a
- R-290
- R-410a
- R-407c
- R-513a
- R-1234yf
- R-454c
- R-32

El procedimiento aplicado a continuación se repite para cada uno de los refrigerantes en estudio.

3.3.1.1 Temperatura de evaporación

De acuerdo con la tabla 2-4, la menor temperatura de red es 12,86 °C; considerando un salto de temperatura en el evaporador de 10 K, la temperatura de evaporación es de 2,86 °C.

3.3.1.2 Temperatura de condensación

La temperatura de ACS es 60 °C, considerando un salto térmico en el condensador de 5 K, la temperatura de condensación es de 65 °C.

3.3.1.3 Potencia del condensador

La potencia del condensador que se obtuvo en el ítem 3.1.3.1, se utilizará un almacenamiento del 30% porque es la mayor potencia dentro de las 3 alternativas de acumulación que se analizó. La potencia con un sistema de almacenamiento del 30 % tiene un valor de 3,80 kW.

3.3.1.4 Subenfriamiento y recalentamiento

El subenfriamiento y el recalentamiento es de 10 K.

3.3.1.5 Determinación de los parámetros del compresor

En este apartado se muestra la determinación de los parámetros del compresor utilizando el refrigerante R-134a. Sin embargo, este procedimiento se repite para todos los refrigerantes considerados en el estudio.

En el programa FRIO se ingresa los datos temperatura de evaporación, subenfriamiento, recalentamiento, temperatura de condensación y potencia del condensador.

El programa FRIO calcula los parámetros técnicos del compresor como se muestra en el Gráfico 1-3.

El COP se calcula con la ecuación (1) porque se escoge la opción de máquina frigorífica y el valor que necesitamos es el COP de la bomba de calor

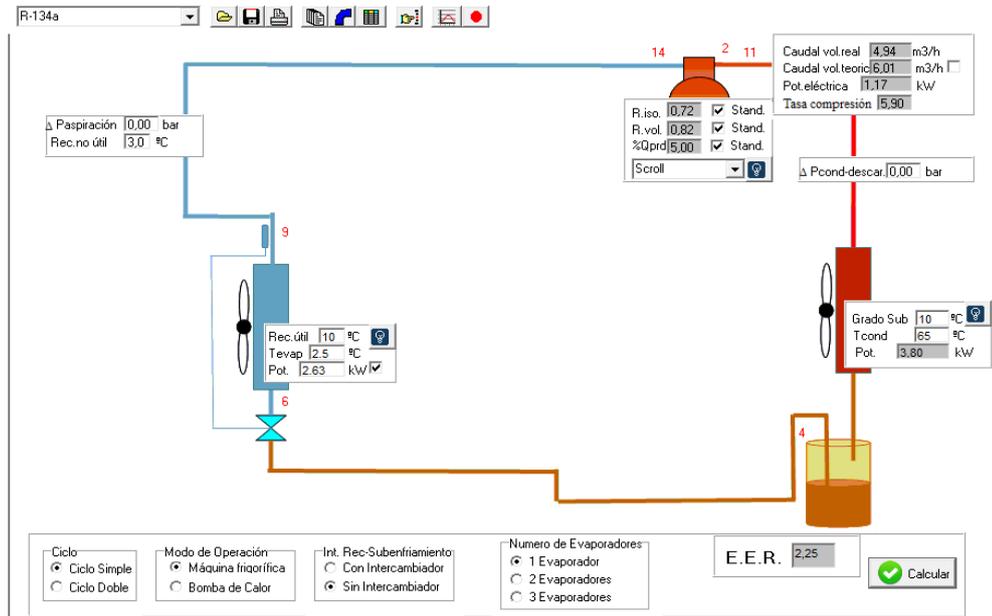


Gráfico 1-3: Parámetros del compresor, programa FRIO.

Fuente: Jhonatan Suárez, 2021

Para los refrigerantes restantes se los muestra en los anexos.

La tabla 4-3 muestra los resultados de potencia del evaporador, compresor, caudal real del compresor y COP obtenidos al realizar las simulaciones con cada uno de los refrigerantes en estudio.

Tabla 4-3: Parámetros técnicos para selección de compresor

REFRIGERANTES	Potencia del evaporador (kW)	Potencia del condensador (kW)	Potencia del compresor (kW)	Caudal real del compresor (m ³ /h)	COP
R-134a	2,63	3,80	1,17	4,94	3,25
R-290	2,56	3,80	1,24	3,63	3,06
R-410A	2,50	3,80	1,31	2,13	2,90
R-407C	2,52	3,80	1,29	3,36	2,94
R-513A	2,56	3,80	1,23	4,62	3,01
R-1234yf	2,55	3,80	1,24	5,28	3,06
R-454C	2,435	3,80	1,37	3,68	2,77
R-32	2,55	3,80	1,28	1,89	3,97

Fuente: Jhonatan Suárez, 2021

En la tabla 4-3 se puede evidenciar que el refrigerante R-513A es el que presenta un mejor COP teórico dentro del grupo de refrigerantes en estudio.

3.3.1.6 Selección del compresor

En el programa Select 8 se ingresan los parámetros tales como: tipo de refrigerante, temperatura de evaporación, subenfriamiento, temperatura de condensación y recalentamiento. Al ingresar los valores en el programa Select 8, éste arroja los diferentes compresores que cumplen los requerimientos de la bomba de calor como se muestra en el Gráfico 3-2.

The screenshot shows the Select 8 software interface. The 'Preferences' section is set to R134a refrigerant, Dew Point reference temperature, and 50 Hz power supply. The 'Requirement / Selection' section shows a requirement of 75.00 kW and manual selection of ZH15K4E-PFJ. The 'Operating Conditions' section shows evaporating temperature of 2.50 °C, suction superheat of 10.00 K, condensing temperature of 65.00 °C, and subcooling of 10.00 K. A 'System Diagram' shows a refrigeration cycle with temperatures and pressures at various points. Below this, the 'Selection' window is open for R134a at 230 V / 1~. It displays a table of compressor options with the ZH15K4E-PFJ model selected.

Compressor	Motor Nominal Voltage/Phase	Cooling Capacity kW	Power kW	COP	Current A	Suction Mass Flow g/s	Displacement m ³ /h	Heating Capacity kW
ZH12K4E-PFZ	230 V / 1~	2.34	1.16	2.00	5.18	18.15	4.68	3.44
ZH15K4E-PFJ	230 V / 1~	2.88	1.48	1.94	7.10	22.40	5.76	4.29
ZH21K4E-PFJ	230 V / 1~	4.08	1.96	2.09	9.42	31.70	8.04	5.94
ZH26K4E-PFJ	230 V / 1~	5.09	2.54	2.00	12.84	39.50	10.00	7.51
ZH30K4E-PFJ	230 V / 1~	5.94	2.89	2.05	14.25	46.10	11.70	8.69
ZH38K4E-PFZ	230 V / 1~	7.37	3.61	2.04	18.07	57.20	14.40	10.80

Gráfico 2-3: Selección del compresor

Fuente: Jhonatan Suárez, 2021

Para los refrigerantes restantes se los muestra en los anexos.

El compresor denominado ZH15K4E-PFJ con refrigerante R-134a tiene un rango de temperatura de frigorífica de 25°C a -25°C y temperatura máxima de calefacción de 75°C.

Al cambiar el refrigerante a propano R-290 el compresor que cumple las condiciones de la bomba de calor es ZH04KCU-PFZN. Sin embargo, al seleccionar este compresor se está sobredimensionando ya que sus características son mucho mayores a las de este caso por lo que sería un gasto innecesario, la temperatura de evaporación tiene un límite de -30°C a 10°C, mientras que la del refrigerante R134a desde -25 a 25°C

Al usar refrigerante R-410A, la selección óptima de compresor es el ZH04K1P-PFZ. Al igual que el anterior, el compresor estaría sobredimensionado ya que la capacidad de calentamiento es muy grande para la de este caso de estudio, además, solo alcanza una temperatura de condensación de 68 °C dos grados menos que el refrigerante R-143a.

Con el refrigerante R-407C se seleccionó el compresor XH12K4E-PFZ. Este refrigerante llega hasta una temperatura de condensación de 67 °C y temperatura de evaporación hasta 20 °C.

En el caso del refrigerante R-513A se seleccionó el compresor YH04K1E-TFMN. Este compresor funciona a 400 voltios, lo que para la instalación domiciliaria no sería aconsejable porque en el país se solo se maneja 110V y 220V, además, tiene una temperatura máxima de condensación de 75 °C y el rango de temperatura de evaporación es de -20 °C a 15 °C

Al escoger el refrigerante R1234yf el compresor que cumple con los requerimientos técnicos de la bomba de calor es el YH04K1E-TFMN, que también funciona a 400V, lo que no es recomendado para una vivienda, la temperatura máxima de condensación es de 75 °C y de evaporación es 15 °C y su capacidad de calentamiento es 3,98 kW.

Cuando se usa el refrigerante R454C el compresor a seleccionar es mismo que el anterior caso YH04K1E-TFMN, pero con el cambio de refrigerante cambian también las propiedades del compresor, ya que tiene un rango de temperatura de evaporación de -25 °C a 20 °C, su temperatura máxima de condensación es 67 °C. y la capacidad de calentamiento es 5,69 kW, esta capacidad muy amplia para este caso de estudio.

En el caso del refrigerante R-32 es de los refrigerantes que próximamente se adoptarán en las bombas de calor porque es de los menos contaminantes que existen actualmente, por esta razón no se encuentran en catálogos de compresores. Los valores obtenidos se obtuvieron con el programa FRIO.

En la tabla 5-3 se puede visualizar los distintos tipos de compresores a utilizar de acuerdo con el refrigerante utilizado, juntamente con los valores reales de funcionamiento de cada uno de los parámetros analizados.

Tabla 5-3: Selección de compresores para cada refrigerante

Refrigerante	Modelo de compresor	Caudal volumétrico (m ³ /h)	Consumo (V)	Potencia del compresor (kW)	Capacidad calórica (kW)	COP	Flujo másico (g/s)	Eficiencia %
R-134a	ZH15K4E-PFJ	5,76	230	1,94	4,29	2,89	22,40	58,46
R-290	ZH04KCU-PFZN	5,76	230	1,86	5,71	3,08	16,25	65,52
R-410A	ZH04K1P-PFZ	3,36	230	2,11	5,46	2,58	25,20	56,44
R-407C	ZH12K4E-PFZ	4,68	230	1,78	4,92	2,76	23,00	57,61
R-513A	YH04K1E-TFMN	5,76	400	1,53	4,35	2,84	26,10	59,56

R-1234yf	YH04K1E-TFMN	5,76	400	1,43	3,98	2,78	27,20	58,92
R-454C	YH04K1E-TFMN	5,76	400	2,04	5,69	2,79	31,30	60,66
R-32	-	1,89	-	1,04	3,06	2,96	7,05	85

Fuente: Jhonatan Suárez, 2021

En la tabla 5-3 se observa que al utilizar el refrigerante R-410 la potencia del compresor aumenta en relación con los otros refrigerantes en estudio. El compresor que tiene menor potencia es el que funciona con el refrigerante R-32 (1,04 kW). Además, se denota que la mayoría de los compresores escogidos tienen un caudal volumétrico de 5,76 m³/h y existe una relación directamente proporcional entre el caudal y el tamaño el compresor.

3.3 Estimación del mapa de prestaciones de la bomba de calor

De acuerdo con los catálogos de compresores se definen puntos de funcionamiento como se muestra en el Gráfico 3-3.

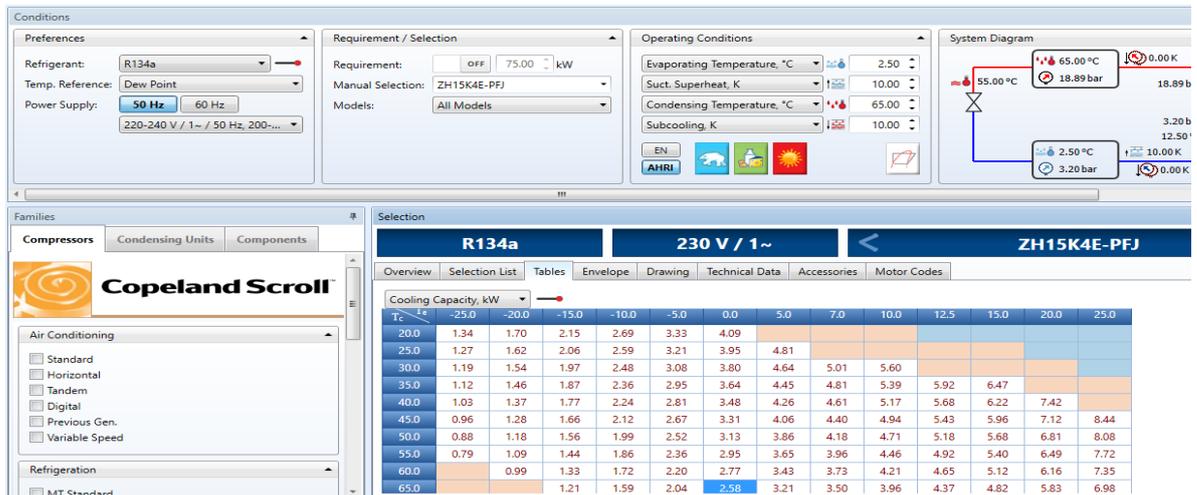


Gráfico 3-3: Puntos de funcionamiento del compresor

Fuente: Jhonatan Suárez, 2021

3.3.1 Generación de los polinomios AHRI

3.4.1.1 Cálculo de los coeficientes

Con los datos obtenidos de los mapas de funcionamiento se aplica la técnica de regresión polinomial para encontrar los coeficientes, dicho proceso se lo realiza en el software EXCEL, con el fin de que los valores obtenidos sean confiables.

De acuerdo con la ecuación (13), donde los valores de la temperatura de condensación y temperatura de evaporación están limitados a los mapas de prestaciones de cada compresor.

Tabla 6-3: Determinación de los coeficientes de los polinomios AHRI para cada modelo de compresor

Refrigerante	Modelo	Coeficientes	\dot{Q}_C	\dot{E}	COP	\dot{m}	\dot{Q}_E	η_C
R134a	ZH15K4E-PFJ	C1	4,807551	0,381398	10,4849	20,046525	4,5486	0,07295
		C2	0,187542	-0,00913	0,394679	0,736586	0,180738	-0,016924
		C3	0,007035	0,018301	-0,221231	0,075264	-0,018546	0,024
		C4	0,002486	-0,0003	0,005255	0,010129	0,002801	-0,000361
		C5	-0,001155	0,000387	-0,008818	0,001618	-0,000769	0,000648
		C6	-0,000584	-0,000161	0,002094	-0,001516	-0,000242	-0,000331
		C7	0,000017	-0,000003	0,00003	0,00007	0,000016	-0,000002
		C8	-0,00001	0,000004	-0,000069	0,000018	-0,000013	0,000004
		C9	0,000003	-0,000002	0,000058	-0,000006	-0,000003	-0,000004
		C10	0,000004	0,000002	-0,000008	0,000006	0,000001	0,000001
R290	ZH04KCU-PFZN	C1	7,656642	0,553189	11,595902	11,738451	6,910863	0,06747
		C2	0,251043	0,013877	0,254326	0,503261	0,233183	-0,031322
		C3	-0,059448	0,016451	-0,258273	0,290621	-0,061065	0,028648
		C4	0,00345	0,000326	0,001578	0,008334	0,003056	-0,000691
		C5	-0,001914	-0,000416	-0,003966	0,001336	-0,00139	0,001029
		C6	0,000613	-0,000014	0,002696	-0,006858	0,00035	-0,000427
		C7	0,000019	0,000005	-0,000005	0,000027	0,000016	-0,000003
		C8	-0,000025	-0,000006	-0,000013	-0,000067	-0,000017	0,000009
		C9	0,000004	0,000005	0,000016	-0,000032	-0,000002	-0,000007
		C10	-0,000004	0,000001	-0,000012	0,00005	-0,000003	0,000002
R410A	ZH04K1P-PFZ	C1	6,598927	0,415623	14,919315	24,94202	6,961731	0,20255
		C2	0,231492	-0,012208	0,582267	0,963669	0,250661	-0,017598
		C3	-0,011545	0,015854	-0,445461	0,073734	-0,078006	0,027379
		C4	0,003188	-0,00025	0,00846	0,013272	0,00334	-0,000499
		C5	-0,001362	0,000253	-0,015911	-0,001785	-0,00213	0,0008
		C6	-0,000435	0,000097	0,005803	-0,002969	0,00057	-0,00054
		C7	0,000016	-0,000001	0,00004	0,00009	0,00002	-0,000002
		C8	-0,000021	0,000001	-0,000137	-0,000017	-0,00002	0,000008
		C9	-0,000003	0,000001	0,000121	-0,000001	0,000003	-0,000007
		C10	0,000004	0,000001	-0,000029	0,000022	-0,000004	0,000003
R407C		C1	5,97658	0,368716	11,828555	-12,15278	5,442334	-0,009933

		C2	0,220452	-0,001778	0,377328	0,018971	0,220842	-0,027984
		C3	-0,01385	0,021452	-0,255649	2,510609	-0,022533	0,036196
		C4	0,003299	-0,000126	0,00448	0,005666	0,00342	-0,00062
		C5	-0,000965	0,000189	-0,007769	0,041062	-0,001104	0,001077
	ZH12K4E-PFZ	C6	-0,000326	-0,000248	0,002315	-0,057674	-0,00033	-0,000603
		C7	0,000017	-0,000001	0,000017	0,000019	0,000017	-0,000003
		C8	-0,000019	0,000001	-0,00006	0,00013	-0,00002	0,000008
		C9	-0,000005	0	0,000046	-0,000481	-0,000005	-0,000008
		C10	0,000003	0,000004	-0,000009	0,00042	0,000001	0,000003
		C1	5,983392	-0,49614	13,187918	25,655435	5,206596	-0,036209
		C2	0,194316	-0,001155	0,341206	0,998853	0,216224	-0,031831
		C3	-0,045255	0,080822	-0,330906	0,012159	-0,029671	0,039094
		C4	0,003389	-0,000166	0,004082	0,015482	0,003583	-0,000664
		C5	-0,000021	0,00027	-0,005599	-0,00161	-0,001376	0,001231
		C6	0,000363	-0,001728	0,004027	-0,000536	-0,000203	-0,000668
		C7	0,000016	0,000001	0,000007	0,000096	0,000021	-0,000003
		C8	-0,000022	0,000004	-0,000051	-0,000061	-0,000025	0,000009
		C9	-0,000021	-0,000004	0,000021	-0,000008	-0,000004	-0,000009
		C10	-0,000002	0,000015	-0,000022	-0,000001	0,000001	0,000003
		C1	5,359116	0,464815	10,314585	26,31122	4,937515	0,035143
		C2	0,188662	0,004928	0,247875	0,90319	0,185903	-0,026676
		C3	-0,023076	0,012681	-0,20438	0,004139	-0,036184	0,027731
		C4	0,002799	0,000025	0,001982	0,011918	0,002745	-0,000524
		C5	-0,000986	0,000061	-0,00417	-0,000119	-0,001156	0,000855
		C6	-0,000131	-0,000068	0,001731	-0,000342	-0,000045	-0,000413
		C7	0,000015	0,000001	0,000004	0,000067	0,000015	-0,000002
		C8	-0,000016	0,000001	-0,00002	-0,00001	-0,000016	0,000006
		C9	-0,000003	0,000001	0,000019	-0,000004	-0,000002	-0,000006
		C10	0,000001	0,000001	-0,000006	-0,000001	0,000001	0,000002
		C1	10,295851	0,529525	14,058506	44,210361	6,328999	0,067513
		C2	0,357694	0,00604	0,373944	1,496609	0,278453	-0,027334
		C3	-0,188862	0,021525	-0,397958	-0,732487	-0,00353	0,029456
		C4	0,004269	-0,000017	0,003153	0,016374	0,004333	-0,000539
		C5	-0,005128	-0,000051	-0,008477	-0,015496	-0,002505	0,000928
		C6	0,002788	-0,00015	0,005145	0,012978	-0,001025	-0,000466
		C7	0,00001	0,000001	-0,000003	0,000029	0,000022	-0,000002
		C8	-0,000036	0,000001	-0,000043	-0,000065	-0,000038	0,000007

		C9	0,000031	0,000003	0,000056	0,000128	0,000006	-0,000007
		C10	-0,000016	0,000003	-0,000026	-0,000082	0,000006	0,000002
R32		C1	4,179962	-0,111434	11,77213	13,634091	4,339294	-0,055916
		C2	0,099275	-0,045008	0,371017	0,528886	0,142714	-0,07536
		C3	0,020778	0,049326	-0,358931	-0,122560	-0,030059	0,029846
		C4	0,000543	-0,001403	0,00691	0,008532	0,00187	-0,001109
		C5	0,001415	0,002132	-0,011339	-0,004641	-0,000649	0,002791
		C6	-0,000696	-0,000686	0,005365	0,000953	0,000044	-0,000427
		C7	-0,000002	-0,000012	0,000052	0,000067	0,00001	0,000002
		C8	0,000014	0,000025	-0,000119	-0,000053	-0,000009	0,000029
		C9	-0,000017	-0,000016	0,000094	0,000026	-0,000002	-0,000026
		C10	0,000003	0,000004	-0,00003	-0,000005	-0,000001	0,000002

Fuente: Jhonatan Suarez, 2021

La tabla 6-2 resume los coeficientes de los parámetros de los distintos tipos de refrigerantes utilizados.

3.4 Cálculo del SPF de la bomba de calor operando bajo el clima de la ciudad de Riobamba

3.4.1 Cálculo promedio de horas

De acuerdo con las temperaturas anuales por hora de la ciudad de Riobamba se realiza una clasificación por intervalos las temperaturas más habituales durante el año

Tabla 7-3: Bin Hours en la ciudad de Riobamba en intervalos de 3 grados.

Temperatura Ambiente °C	0	3	6	9	12	15	18	21	24
Horas Totales	5	44	440	3136	2065	1497	1217	372	8

Fuente: Jhonatan Suárez, 2021

En la tabla 7-3 se evidencia que la temperatura de 12 °C a 15 °C es la más común a lo largo del año en la ciudad de Riobamba.

3.5.2 Consumo de potencia eléctrica y potencia térmica anual

De acuerdo con la ecuación (11) de generación de polinomios AHRI se procede a calcular a la capacidad calorífica y potencia del compresor, tomando en cuenta que la temperatura de

condensación siempre será 65 °C y la temperatura de evaporación varía de acuerdo con la tabla 7-3.

Tabla 8-3: Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-134a

T _e Exterior (°C)	Horas	\dot{Q}_c (kW)	\dot{E} (kW)	Subenfriamiento (K)	COP	Energía térmica. Anual (kWh)	Energía eléctrica. Anual (kWh)
0	5	3,896	1,440	10,00	2,71	19,48	7,20
3	44	4,288	1,462	10,00	2,93	188,69	64,34
6	440	4,717	1,483	10,00	3,18	2075,28	652,67
9	3136	5,183	1,503	10,00	3,45	16254,87	4712,58
12	2065	5,691	1,520	10,00	3,74	11752,72	3138,68
15	1497	6,244	1,534	10,00	4,07	9346,57	2297,13
18	1217	6,842	1,546	10,00	4,43	8327,31	1881,34
21	372	7,491	1,554	10,00	4,82	2786,66	577,95
24	8	8,192	1,557	10,00	5,26	65,54	12,46

Fuente: Jhonatan Suarez, 2021

Se puede observar en la tabla 8-3 que a medida que aumenta la temperatura exterior igualmente aumenta el COP, siendo su valor máximo de 5,26. El consumo de energía eléctrica depende del número de horas anuales.

Tabla 9-3: Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-290

T _e Exterior (°C)	Horas	\dot{Q}_c (kW)	\dot{E} (kW)	Subenfriamiento (K)	COP	Energía térmica. Anual (kWh)	Energía eléctrica. Anual (kWh)
0	5	5,284	1,838	10,00	2,87	26,42	9,19
3	44	5,731	1,861	10,00	3,08	252,19	81,90
6	440	6,215	1,885	10,00	3,30	2734,58	829,19
9	3136	6,737	1,908	10,00	3,53	21128,55	5983,80
12	2065	7,302	1,933	10,00	3,78	15078,58	3991,54
15	1497	7,912	1,960	10,00	4,04	11843,80	2933,95
18	1217	8,570	1,990	10,00	4,31	10429,26	2421,49
21	372	9,279	2,023	10,00	4,59	3451,76	752,65
24	8	10,043	2,061	10,00	4,87	80,34	16,49

Fuente: Jhonatan Suarez, 2021

En la tabla 9-3 se puede observar que a medida que aumenta la temperatura exterior igualmente aumenta el COP teniendo un nivel máximo de 4,87 y el consumo de energía eléctrica depende del número de horas anuales.

Tabla 10-3: Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-410A

T_e Exterior (°C)	Horas	\dot{Q}_c (kW)	\dot{E} (kW)	Subenfriamiento (K)	COP	Energía térmica. Anual (kWh)	Energía eléctrica. Anual (kWh)
0	5	5,109	2,131	10,00	2,40	25,55	10,65
3	44	5,517	2,154	10,00	2,56	242,74	94,79
6	440	5,960	2,174	10,00	2,74	2622,37	956,77
9	3136	6,441	2,191	10,00	2,94	20199,09	6871,06
12	2065	6,963	2,204	10,00	3,16	14378,04	4550,76
15	1497	7,528	2,213	10,00	3,40	11268,83	3312,13
18	1217	8,138	2,217	10,00	3,67	9904,26	2698,24
21	372	8,797	2,217	10,00	3,97	3272,59	824,89
24	8	9,507	2,213	10,00	4,30	76,06	17,71

Fuente: Jhonatan Suarez, 2021

En la tabla 10-3 se evidencia que a medida que aumenta la temperatura exterior igualmente aumenta el COP con un valor máximo de 4,30 en el intervalo de (21 – 24) °C y el consumo de energía eléctrica depende del número de horas anuales.

Tabla 11-3: Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-407C

T_e Exterior (°C)	Horas	\dot{Q}_c (kW)	\dot{E} (kW)	Subenfriamiento (K)	COP	Energía térmica anual (kWh)	Energía eléctrica anual (kWh)
0	5	4,523	1,814	10,00	2,49	22,61	9,07
3	44	4,952	1,845	10,00	2,68	217,87	81,17
6	440	5,420	1,874	10,00	2,89	2384,99	824,75
9	3136	5,932	1,903	10,00	3,12	18602,28	5966,83
12	2065	6,489	1,929	10,00	3,36	13399,11	3984,14
15	1497	7,094	1,954	10,00	3,63	10619,21	2925,59
18	1217	7,750	1,977	10,00	3,92	9431,23	2406,41
21	372	8,459	1,998	10,00	4,23	3146,81	743,36
24	8	9,225	2,017	10,00	4,57	73,80	16,14

Fuente: Jhonatan Suarez, 2021

Se puede observar en la tabla 11-3 que a medida que aumenta la temperatura exterior igualmente aumenta el COP con un valor mínimo de 2,49 y un máximo de 4,57 y el consumo de energía eléctrica depende del número de horas anuales.

Tabla 12-3: Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-135A

T_e Exterior (°C)	Horas	\dot{Q}_c (kW)	\dot{E} (kW)	Subenfriamiento (K)	COP	Energía térmica anual (kWh)	Energía eléctrica anual (kWh)
0	5	4,026	1,576	10,00	2,55	20,13	7,88

3	44	4,357	1,575	10,00	2,77	191,71	69,31
6	440	4,726	1,576	10,00	3,00	2079,25	693,63
9	3136	5,135	1,580	10,00	3,25	16102,17	4953,82
12	2065	5,587	1,585	10,00	3,52	11536,53	3273,17
15	1497	6,084	1,593	10,00	3,82	9108,36	2384,44
18	1217	6,630	1,603	10,00	4,14	8069,12	1950,93
21	372	7,227	1,616	10,00	4,47	2688,47	601,14
24	8	9,225	1,632	10,00	5,65	73,80	13,05

Fuente: Jhonatan Suarez. 2021

Se puede observar en la tabla 12-3 que a medida que aumenta la temperatura exterior igualmente aumenta el COP y el consumo de energía eléctrica depende del número de horas anuales.

Tabla 13-3: Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-1234yf

T_e Exterior (°C)	Horas	\dot{Q}_c (kW)	\dot{E} (kW)	Subenfriamiento (K)	COP	Energía térmica anual (kWh)	Energía eléctrica anual (kWh)
0	5	3,580	1,276	10,00	2,81	17,90	6,38
3	44	3,932	1,317	10,00	2,99	173,02	57,93
6	440	4,318	1,359	10,00	3,18	1900,04	597,77
9	3136	4,741	1,402	10,00	3,38	14867,19	4398,20
12	2065	5,202	1,449	10,00	3,59	10742,76	2991,17
15	1497	5,705	1,497	10,00	3,81	8540,66	2240,71
18	1217	6,252	1,548	10,00	4,04	7608,52	1883,33
21	372	6,845	1,601	10,00	4,28	2546,26	595,51
24	8	7,486	1,657	10,00	4,52	59,89	13,26

Fuente: Jhonatan Suarez, 2021

Se puede ver en la tabla 13-3 que a medida que aumenta la temperatura exterior igualmente aumenta el COP y el consumo de energía eléctrica depende del número de horas anuales.

Tabla 14-3: Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-454C

T_e Exterior (°C)	Horas	\dot{Q}_c (kW)	\dot{E} (kW)	Subenfriamiento (K)	COP	Energía térmica anual (kWh)	Energía eléctrica anual (kWh)
0	5	5,405	2,119	10,00	2,55	27,03	10,59
3	44	5,889	2,162	10,00	2,72	259,11	95,13
6	440	6,409	2,206	10,00	2,90	2819,88	970,84
9	3136	6,967	2,252	10,00	3,09	21847,89	7062,22
12	2065	7,564	2,299	10,00	3,29	15620,41	4747,17
15	1497	8,203	2,347	10,00	3,49	12280,09	3513,86
18	1217	8,885	2,397	10,00	3,71	10812,70	2917,57
21	372	9,611	2,449	10,00	3,92	3575,20	911,12

24	8	10,383	2,503	10,00	4,15	83,06	20,03
----	---	--------	-------	-------	------	-------	-------

Fuente: Jhonatan Suarez, 2021

En la tabla 14-4 se puede observar que a medida que aumenta la temperatura exterior igualmente aumenta el COP y el consumo de energía eléctrica depende del número de horas anuales.

Tabla 15-3: Determinación de energía eléctrica y energía térmica anual utilizando R-32

T _e Exterior (°C)	Horas	Q _c (kW)	Ė (kW)	Subenfriamiento (K)	COP	Energía térmica anual (kWh)	Energía eléctrica anual (kWh)
0	5	3,414	1,295	10,00	2,64	17,07	6,47
3	44	3,785	1,374	10,00	2,75	166,54	60,48
6	440	4,182	1,456	10,00	2,87	1840,18	640,70
9	3136	4,605	1,538	10,00	2,99	14440,86	4822,82
12	2065	5,053	1,618	10,00	3,12	10433,79	3340,76
15	1496	5,525	1,694	10,00	3,26	8265,93	2534,13
18	1217	6,023	1,764	10,00	3,41	7329,46	2147,21
21	372	6,544	1,827	10,00	3,58	2434,36	679,68
24	8	7,486	1,880	10,00	3,98	59,89	15,04

Fuente: Jhonatan Suarez. 2021

Se puede observar en la tabla 15-3 que a medida que aumenta la temperatura exterior igualmente aumenta el COP y el consumo de energía eléctrica depende del número de horas anuales.

En las tablas anteriores se puede observar que la bomba de calor, utilizando el refrigerante R-1234yf consume menos energía eléctrica con un valor de 6.38 kWh y el que más consume es R-410A con 10,65 kWh, siendo un 40 % mayor que el R-1234yf. El que menos energía térmica utiliza es R32, siendo 17.07 kWh; el que más energía térmica produce es el R-454C, teniendo un valor 27,03 kWh, siendo 36,84% mayor que el R32.

3.5.3 Cálculo del SPF

El coeficiente de rendimiento medio estacional se calcula con la ecuación (14). La tabla 16-3 presenta el SPF obtenido para cada refrigerante de estudio.

Tabla 16-3: Resumen del cálculo del SPF

Refrigerante	SPF
R134A	3,8081
R290	3,8205
R410A	3,2057
R407C	3,4143

R513A	3,5755
R1234yf	3,6339
R454C	3,3250
R32	3,1577

Fuente: Jhonatan Suárez, 2021

Se puede observar que la bomba de calor utilizando el refrigerante R290 presenta un rendimiento medio estacional de 3,8205. Puesto que es un refrigerante natural, no contribuye a la destrucción de la capa de ozono, ni influye en el calentamiento global. El refrigerante que presenta el menor valor de coeficiente estacionario es el R32, cuyo índice de contribución al calentamiento global es de 675, con un SPF de 3,1577.

De acuerdo a al (Diario Oficial de la Unión Europea 2013:8), las bombas de calor se consideran renovables ya que tienen SPF mayor de 2,5. Los resultados muestran que el uso de la bomba de calor para producción de ACS es una alternativa energéticamente viable para el entorno local. Hay que considerar que el estudio se enfoca en el análisis energético y no en el análisis económico de la tecnología.

CONCLUSIONES

- A la bomba de calor se le considera como fuente de energía renovable porque el consumo de energía es despreciable en comparación con un calefón eléctrico y además su tiempo de calentamiento es más rápido que de un calefón a gas dependiendo el grado de temperatura que requiere alcanzar.
- La bomba de calor suelo-agua es la más eficiente para generar ACS porque no existe mucha variación en su temperatura ya que en la capa subterránea de la tierra se mantiene constante en un rango de 14°C a 16°C esto permite que la diferencia de temperatura sea menor que una bomba aire – aire o agua – aire que la temperatura varía de 9°C a 12°C en el caso de Riobamba.
- La bomba de calor areotérmica más utilizada actualmente en viviendas, como sistema de refrigeración y calefacción, pero para usos de generación de ACS no es aconsejable cuando las temperaturas son menores a 0°C ya que pierde eficiencia, para su instalación es necesario contar con espacio muy amplio tanto fuera como dentro de la vivienda.
- A la bomba de calor se le pueden realizar mejoras en el ciclo de compresión con la finalidad de mejorar su eficiencia y aumentar la vida útil y aumenta la capacidad calorífica cuando las condiciones climáticas son muy variables.
- La bomba de calor con el compresor ZH04KCU-PFZN, que usa como refrigerante el propano R-290 es la que tiene un SPF 17% mayor que el R-32.
- El mejor refrigerante para la bomba de calor utilizada en la ciudad de Riobamba es el R-290 porque tiene el coeficiente estacionario alto de acuerdo a las condiciones climáticas del lugar de estudio y además es un refrigerante natural que no afecta en la destrucción de la capa de ozono ni influye en el calentamiento global.
- La bomba de calor trabajando con el refrigerante R32 consigue el menor SPF de los refrigerantes estudiados. Sin embargo, el SPF es superior a 2,5 lo que garantiza que la bomba de calor es renovable.

- Los compresores analizados tienen como rangos de temperatura de evaporación entre -30°C a 10°C . Estos rangos de temperaturas aseguran que las bombas de calor funcionarán en la ciudad de Riobamba, ya que la temperatura ambiente no es baja como en otros países y se mantiene durante todo el año.

RECOMENDACIONES

- Se podría realizar un estudio sobre la determinación de zonas climáticas del Ecuador con el fin de facilitar el cálculo del SPF y así menorar el tiempo de cálculo cuando se necesite implementar la tecnología de bombas de calor.
- Extender las erudiciones expuestos en esta tesis al estudio sobre la selección de los otros elementos que constituyen la comba de calor como son los intercambiadores de calor (evaporador y condensador) y la válvula de explanación en razón de que en el presente estudio solo se analizó el compresor con los distintos tipos de refrigerantes.
- En base a los resultados obtenidos en la presente investigación y al aporte bibliográfico, se recomienda hacer un estudio experimental sobre el funcionamiento de la bomba de calor en Riobamba en virtud que es una tecnología nueva en el país y más en ciudad con el objetivo de verificar que el estudio echo es satisfactorio y se pueda aprovechar los beneficios que brinda la bomba de calor.
- Analizar con mayor detenimiento la posibilidad de utilizar esta tecnología en ámbito turístico debido a que la provincia de Chimborazo cuenta con varios lugares de recreación donde la temperatura es muy baja como los volcanes y montañas a su al rededor en el cual se podría aplicar para brindar mayor comodidad al visitante.

BIBLIOGRAFÍA

ABAD, J. “Modelización Termodinámica de Una Bomba de Calor Para ACS.” 2018

AIKINS, K.; et al. “Technology Review of Two-Stage Vapor Compression Heat Pump System.” *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, vol. 21, n° 3 (2013).

ARNABAT, I. Funcionamiento de La Bomba de Calor Para Calefacción y Agua Caliente [blog]. 2015 [Consulta: 14 enero 2021]. Disponible en: <https://www.caloryfrio.com/calefaccion/bomba-de-calor/bomba-de-calor.html>.

ASOCIACIÓN DE FABRICANTES DE EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN. La Bomba de Calor. Fundamentos, Tecnología y Casos Prácticos on Apple Books [en línea], 2017, pp. 150 - 152. [Consulta: 3 julio 2020]. Disponible en: <https://books.apple.com/us/book/la-bomba-de-calor-fundamentos-tecnología-y-casos-prácticos/id1380630969>

BARCELÓ, J. “Responsabilidad Civil Por Actividades Peligrosas: Reflexiones a Propósito Del Brote de Legionela de Vila Franca de Xira (Portugal).” *Revista Da Faculdade de Direito Da Universidade Lusófona Do Porto* [en línea], 2014, pp. 27 - 45.

CAPITO, V. “Diseño y simulación de una bomba de calor de alta temperatura para aplicaciones residenciales en quito que reemplacen el refrigerante r134a.”. 2019

CHUA, K.; et al. “Advances in Heat Pump Systems: A Review.” *Applied Energy*. 2010

COOLGAS, A. “Certificado de Manipulación de Cualquier Carga de Gases Refrigerantes.” 2015. [Consulta: 2 agosto 2020]. Disponible en: <https://www.forumformacion.es/cursos/certificado-de-manipulacion-de-cualquier-carga-de-gases-refrigerantes/>.

CÓRDOBA, E.; & FUENTES D. “Modelado y Simulación Del Flujo de Intercambiadores de Calor de Tubos y Aletas Con Cambio de Fase En El Refrigerante.” *Revista Internacional de Metodos Numericos Para Calculo y Diseno En Ingenieria*. 2016. p. 32.

DANFOSS. “Refrigerant Options Now and in the Future.” 2012. pp. 11-13.

DIARIO OFICIAL DE LA UNION EUROPEA. 2013. “Reglamento delegado (UE) n o 811/2013 de la comisión.”. 2013.

DOMANSKI, A.; & YASHAR, D. “Comparable Performance Evaluation of Hc and Hfc Refrigerants in an Optimized System.” *7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids* 8. 2006. p.3

EICSA. “Intercambiadores de Calor Placas Soldadas.” *Goelbra Industrial S.A.* Retrieved, 2016. [Consulta: 28 mayo 2020]. Disponible en: <http://www.eicsa.com/intercambiadores-de-placas-soldadas.html>.

EXCHANGERS, H. “Intercambiadores de Calor de Tubo Corrugado.” *Hrs Process Technology*, 2015. [Consulta: 28 mayo 2020]. Disponible en: <https://www.hydro.com/es-ES/sectores/hvacr/intercambiadores-de-calor-de-aleta-y-tubo/>.

FANDELI. “Catálogo General de Productos.” 2014. p.162.

FRÍOIBÉRIA. “Válvula de 4 Vías o Inversora.” 2016. [Consulta: 28 mayo 2020]. Disponible en: <http://blogdelfrigorista.blogspot.com/2016/01/valvula-de-4-vias-o-inversora.html>.

GARCIA, A.; & MARTINES, I. 2012. “Estado Actual de Desarrollo de Las Bombas de Calor Geotérmico.” *Geotermia, Revista Mexicana de Geoenergía.* 2012. pp. 59-60.

GARCÍA, A. “Implantación De Un Sistema De Aerotermia Para La Climatización De Un Vivienda Unifamiliar.” *Zaguan.Unizar.*2018.

GARCIA, G. “Diseño de Un Sistema Para La Producción de Agua Caliente Sanitaria Mediante El Uso de Bomba de Calor.” 2017. p. 76.

GARCIA, X. “Estudio De Viabilidad De La Bomba De Calor Para Climatización Y Producción De Acs.” 2018. p. 97.

GEOPLAT. “Geotermia Vertical.” 2017 [Consulta: 12 marzo 2021]. Disponible en: <https://www.geotermiavertical.es/climatizacion-geotermica/>.

GIL, V. “Instalación Para La Producción de ACS En Un Edificio de Apartamentos Turísticos.” 2019.

GONZÁLEZ, M. “Medidor de Eficiencia Energética Para Aires Acondicionados de Expansión Con Monitoreo Remoto SCADA.” 2016

GUSTAVO, C. “Compresores de Refrigerante.” 2019 [Consulta: 3 julio 2020]. Disponible en: <https://refrigeracionescobar.com.ar/compresores-para-aire-acondicionado-segun-su-tecnologia/>.

HEPBASLI, A.; et al. “A Key Review of Wastewater Source Heat Pump (WWSHP) Systems.” *Energy Conversion and Management*. 2014. pp.700–722.

HERNÁNDEZ, A. 2016. “Estudio Comparativo de e Ciencias de Plantas Frigoríficas En Sistemas de Compresión En 2 Etapas.” 2016. p. 65.

HERNÁNDEZ, ANA. “NTP 538 - Legionelosis: Medidas de Prevención y Control En Instalaciones de Suministro de Agua.” *Instituto Nacional de Seguridad e Higiene En El Trabajo*. 2004

HERRERO, M. “Aspectos Tecnológicos y Aplicaciones de Las Bombas de Calor.” 2018

HERVÁS, E. “Aprovechamiento Del Calor Residual a Baja Temperatura Mediante Bombas de Calor Para La Producción de Agua Caliente.” 2020. p 342.

HEWITT, N. “Vapour Compression Heat Pump Technologies for Domestic Hot Water Heating.” *12th IEA Heat Pump Conference 2017* K.1.7.1. 2017.

HUANG, M.; et al. “Performance Analysis on Developed EVI Air Source Heat Pump with Seasonal Heat Demand.” *Refrigeration Science and Technology*. 2019. p. 64.

IDAE. “Esquema General.” 2004. p. 1–20.

IDAE. *Guia Tecnica. Agua Caliente Sanitaria Central*. 2010.

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN GEOLOGICO Y ENERGETICO. “Balance Energético.” 2018.

INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y AHORRO DE LA ENERGÍA. “Síntesis Del Estudio Parque de Bombas de Calor En España.” 2016. p. 42.

INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y AHORRO DE LA ENERGÍA. “Prestaciones Medias Estacionales de La Bomba de Calor Para Producción de Calor En Edificios.” 2014

IVACE. “Nota Informativa Sobre La Instalación De Bombas De Calor Para Producción De Acs En Sustitución De La Contribución Solar Mínima De Acs Exigida Por La He4 Del Cte.” 2018. pp. 1–10.

JARAMILLO, O. “Intercambiadores De Calor.” *Turbulence in Porous Media*. 2015. pp. 7–11.

JIANG, S. 2018. “Air-Source Heat Pump Systems.” *Handbook of Energy Systems in Green Buildings* 349–91.

JIMENÉZ, J. “Diferencias Entre Bomba de Calor Aire-Agua y Aire-Aire - Noticias En El Sector de La Calefacción y Climatización.” 2019 [Consulta: 3 julio 2020]. Disponible en: <https://www.gasfriocalor.com/blog/aeroterminia/diferencias-entre-bomba-de-calor-aire-agua-y-aire-aire/>

KAORI. “Intercambiador de Calor de Placas.” 2018.

LAPESA. “Depósitos Acumuladores En Circuito Primario Geiser / Master Inercia - Acumulación Acumuladores De Inercia Con Estratificación Térmica.” 2019. pp. 120–22.

LLOPIS, R. “Evaluación Experimental de Una Llanta Frigorífica De Doble Etapa De Compresión Utilizando Como Fluido De Trabajo El Hfc-404a.” 2008. p. 218.

LOPEZ, J. “Los Gases Refrigerantes Clasificación y Composición.” 2016. [Consulta: 2 agosto 2020]. Disponible en: <https://www.gasfriocalor.com/blog/aeroterminia/diferencias-entre-bomba-de-calor-aire-agua-y-aire-aire/> (<https://tuaireacondicionado.net/gases-refrigerantes/>).

MARTÍNEZ, F., & VELASCO E. *Bombas de Calor y Energías Renovables En Edificios*. Madrid. 2005

MARTÍNEZ, R. “Guía Para Seleccionar Intercambiadores De Calor.” *Tlatemoani*. 2011. p. 11.

MESA, A. “CURSO REFRIGERANTES FLUORADOS: TEWI.” 4. 2015 [Consulta: 2 agosto 2020]. Disponible en: <https://curso-refrigerantes-fluorados.blogspot.com/2015/04/tewi-ejemplo->

de-calculo.html.

MINISTERIO DE DESARROLLO URBANO Y VIVIENDA. “Nec-Hs-Er Energías Renovables.” 2020. p. 164.

MORAN, M., & SHAPIRO, H. *Fundamentos De Termodinámica Técnica.* Segunda. Barcelona. 2004.

MORATTO, V. 2017. “Partes y Funcionamiento de Una Bomba de Calor.” 2017. [Consulta: 26 mayo 2020]. Disponible en: <https://ingenierovalemoratto.blogspot.com/2017/12/partes-y-funcionamiento-de-una-bomba-de.html>.

MUNDOCOMPRESOR. “Diferentes Tipos de Compresores.” *Mundo Compresor - Portal Industrial.*2020

NI, L. et al. “A Review of Heat Pump Systems for Heating and Cooling of Buildings in China in the Last Decade.” 2015. pp. 30–45.

NOWAK, T. “SETIS.” 2020 [Consulta: 24 mayo 2020]. Disponible en: <https://setis.ec.europa.eu/publications/setis-magazine/low-carbon-heating-cooling/ehpa-secretary-general-thomas-nowak-talks>.

NÚÑEZ, E. “Historia de Los Refrigerantes.” *Revista Cero Grados* 5. 2017. [Consulta: 2 agosto 2020]. Disponible en: <https://0grados.com.mx/historia-los-refrigerantes>).

PERIS, E. “Diseño y Evaluación de Diferentes Sistemas de Producción de Agua Caliente Sanitaria En El Colegio Mayor Galileo Galilei.” 2016. p. 125.

PERIS, E., & MARCHANTE J. “Desarrollo de Correlaciones Para La Caracterización de Compresores de Pistón Dentro Del Campo de La Refrigeración Comercial.” 2019.

PRIETO, P. “Diseño De Un Equipo De Aire Acondicionado / Bomba De Calor.” 2015. p.71.

RAMOS, R. 2016. “Análisis Comparativo de Compresores Transcríticos Para CO₂.” 143.

REMICA. “Zonas Climáticas En España y Consumo de Calefacción.” [Consulta: 30 mayo 2020]. Disponible en: <https://remicacalefaccion.es/novedades/zonas-climaticas-espana-y-consumo-de->

calefaccion/.

RENEDO, C. “Refrigerantes.” *Termodinamica Y Refrigerantes*. 2003. 136–63.

RESTREPO, J. 2013. “Refrigeración y Climatización.: Fluidos Refrigerantes.” 2013. [Consulta: 1 agosto 2020]. Disponible en: <https://aireacondicionadojr.blogspot.com/2013/09/fluidos-refrigerantes.html>.

RITE. “Temarios Formativos Sobre Bombas De Calor.” 2020. [Consulta: 12 marzo 2021]. Disponible en: <https://temariosformativosprofesionales.wordpress.com/2014/03/15/rite-nuevo-documento-sobre-bomba-de-calor/>.

ROBLES, G. “Cómo Funciona Una Bomba de Calor.” 2006. [Consulta: 2 julio 2021]. Disponible en: <https://gerardorobles.es/bomba-de-calor/>

ROH, K. “Vapor Refrigerant Injection Techniques for Heat Pump Systems: The Latest Literature Review and Discussion.” *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*. 2014

RUIZ, V. “Modelado de Una Bomba de Calor Agua/Agua Que Combine La Utilización de CO2 Como Refrigerante Con Energía Geotérmica Para La Generación de Agua Caliente Sanitaria.”. 2018. p. 83.

SANHUA. “Válvula de Expansión.” [Consulta: 28 mayo 2020]. Disponible en: <https://www.sanhuausa.com/us/es/productos/thermostatic-expansion-valves/thermostatic-expansion-valve-series-rfgd>.

SARBU, I. & SEBARCHIEVICI, C. “General Review of Ground-Source Heat Pump Systems for Heating and Cooling of Buildings.” *Energy and Buildings*. 2014. Pp. 41–54.

SASAM. *Refrigerantes Orgánicos*. 2013.

SOUTULLO, R. 2018. “Intercambiadores de Calor.” [Consulta: 28 mayo 2020]. Disponible en: <https://ingenieromarino.com/intercambiadores-de-calor/>.

STAFFELL, I; et al. “A Review of Domestic Heat Pumps.” *Energy and Environmental Science*. 2012

TAMAYO, E. “Coeficientes de Transferencia de Calor y Pérdida de Eficiencia En Intercambiadores de Calor de Placas Durante El Enfriamiento Del Licor Amoniacal.” *Minería y Geología*. 2011. pp. 67–83.

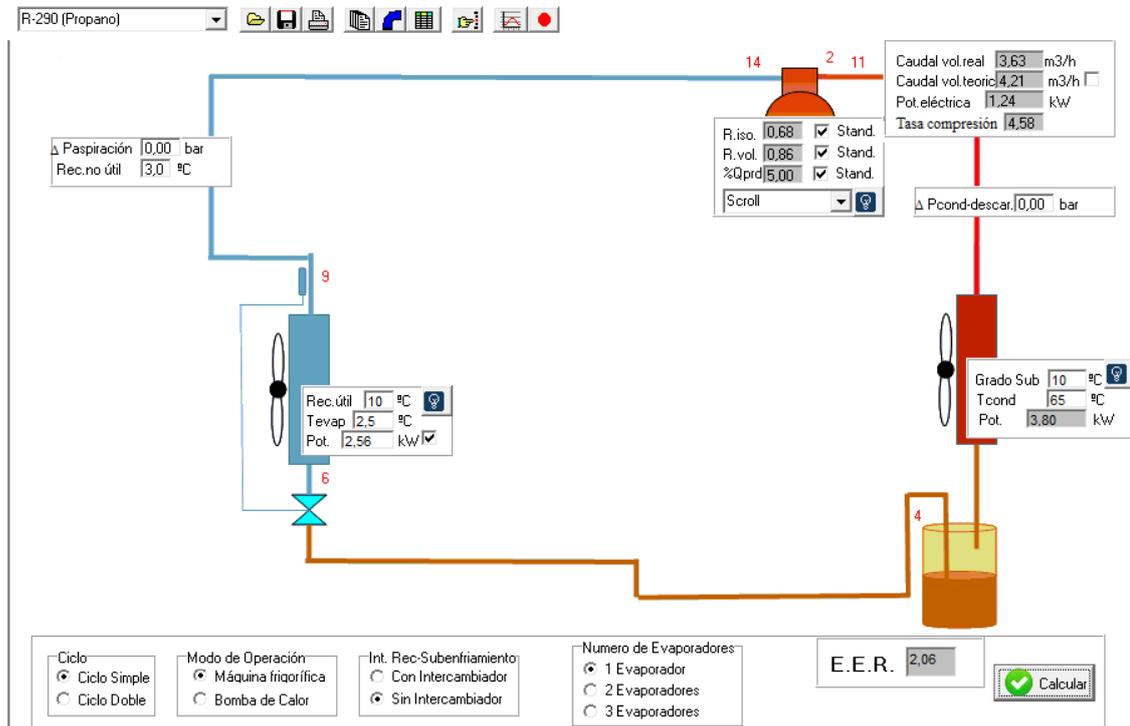
TARASOCA. “Bomba de Calor Geotermica.” 2016. [Consulta: 26 <https://www.veranoinstalaciones.com/que-es-una-bomba-de-calor-geotermica.html>].

TOSHIBA. “EcoDesign Lot 10 La Nueva Etiqueta Energética.” 2019. p. 33.

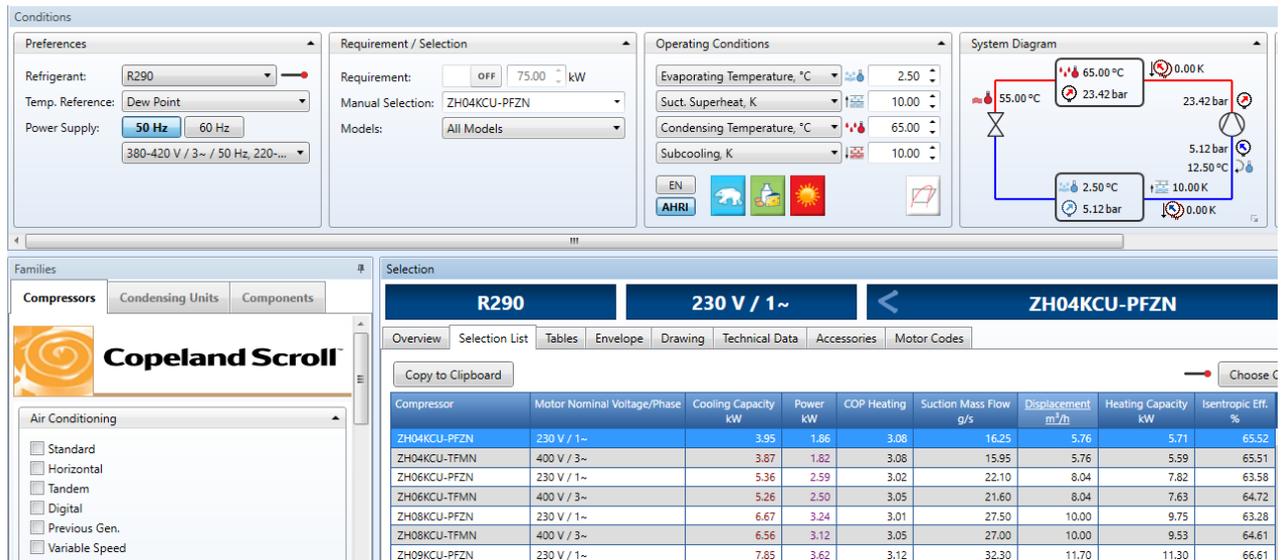
ZHANG, L.; et al. “Advances in Vapor Compression Air Source Heat Pump System in Cold Regions: A Review.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. pp.53–65.

ANEXOS

ANEXO A: Selección de compresor con refrigerante R-290

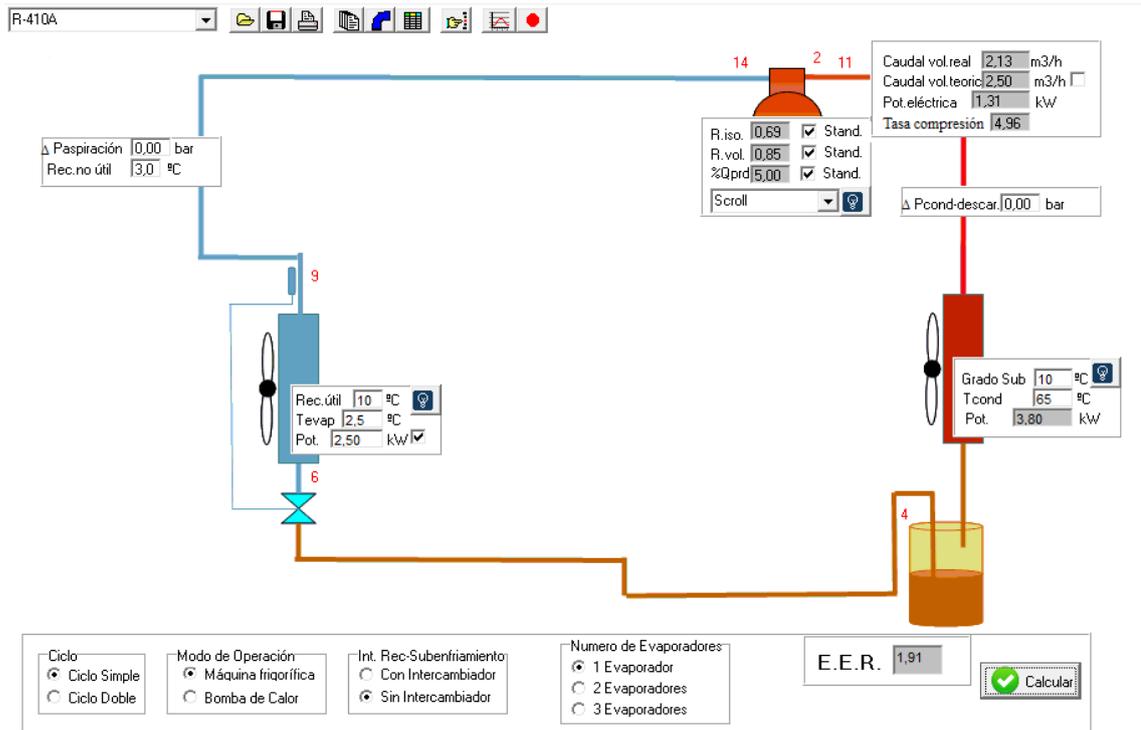


Parámetros del compresor, programa FRIO

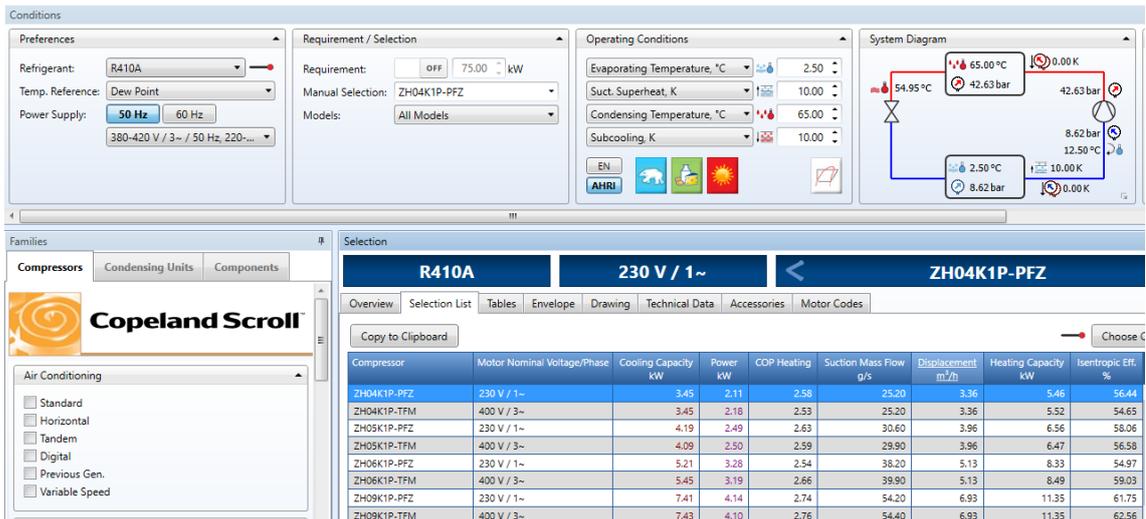


Características del compresor, programa Select 8

ANEXO B: Selección de compresor con refrigerante R-410A

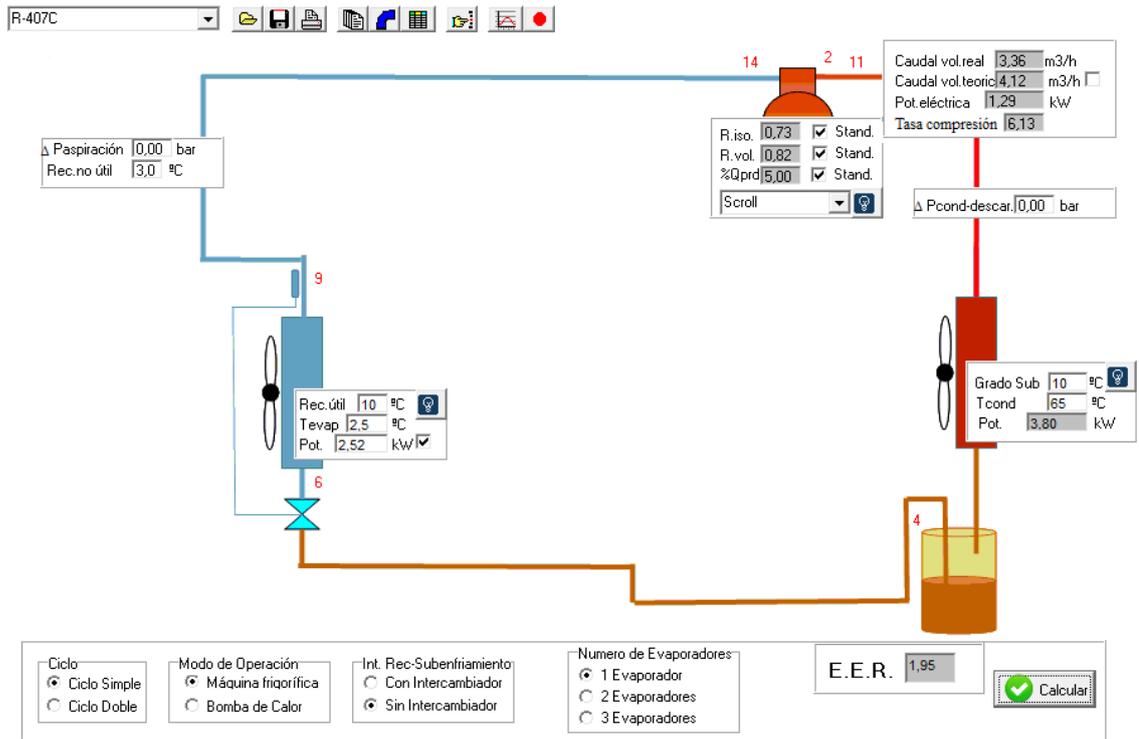


Parámetros del compresor, programa FRIO



Características del compresor, programa Select 8

ANEXO C: Selección de compresor con refrigerante R-407C



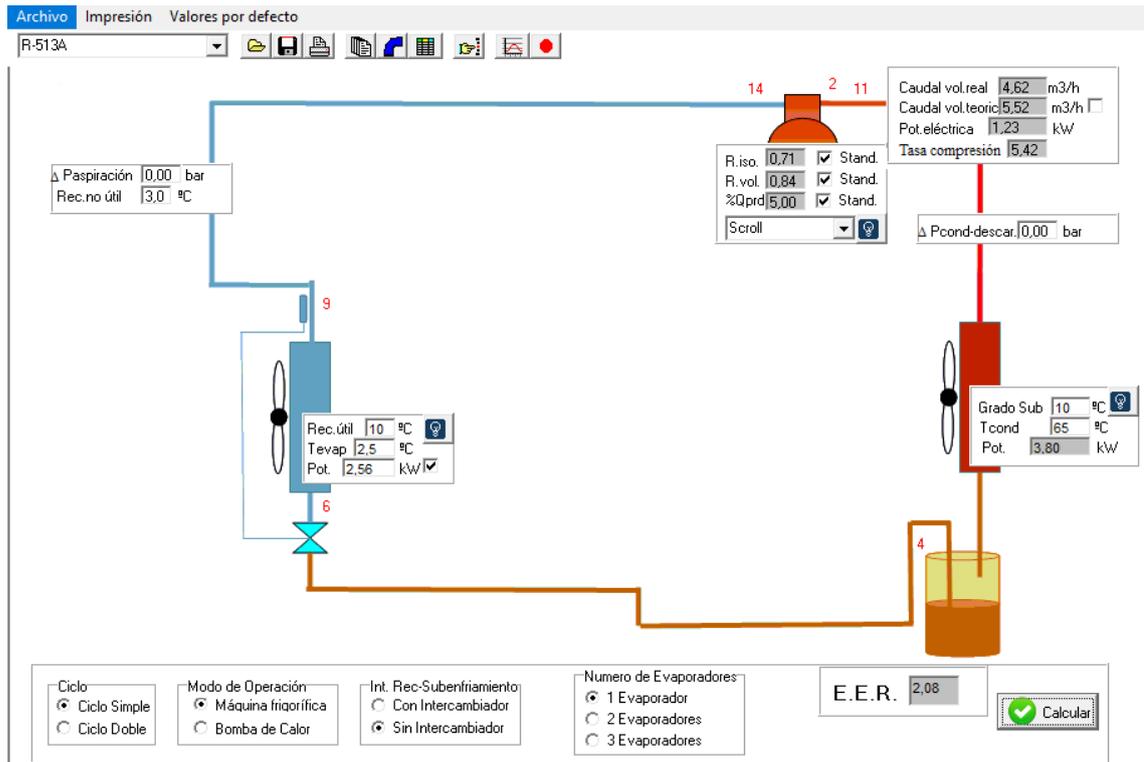
Parámetros del compresor, programa FRIO

Conditions
 Refrigerant: R407C
 Temp. Reference: Dew Point
 Power Supply: 50 Hz
 Requirement / Selection: Requirement: OFF 75.00 kW, Manual Selection: ZH12K4E-PFZ
 Operating Conditions: Evaporating Temperature: 2.50 °C, Suct. Superheat: 10.00 K, Condensing Temperature: 65.00 °C, Subcooling: 10.00 K
 System Diagram: 51.21 °C, 65.00 °C, 28.36 bar, 28.36 bar, 5.03 bar, 12.50 °C, 5.03 bar, 10.00 K, 0.00 K

Compressor	Motor Nominal Voltage/Phase	Cooling Capacity kW	Power kW	COP Heating	Suction Mass Flow g/s	Displacement m ³ /h	Heating Capacity kW	Isoentropic Eff. %
ZH12K4E-PFZ	230 V / 1~	3.22	1.78	2.76	23.00	4.68	4.92	57.61
YH04K1E-TFMN	400 V / 3~	4.13	2.18	2.84	29.40	5.76	6.20	60.20
ZH15K4E-PFZ	230 V / 1~	4.17	2.24	2.81	29.70	5.76	6.30	59.24
ZH15K4E-TFD	400 V / 3~	4.13	2.18	2.84	29.40	5.76	6.20	60.23
YH06K1E-TFMN	400 V / 3~	5.75	3.01	2.86	41.00	8.00	8.62	60.76

Características del compresor, programa Select 8

ANEXO D: Selección de compresor con refrigerante R-513A



Parámetros del compresor, programa FRIO

Conditions

Preferences:
 Refrigerant: R513A
 Temp. Reference: Dew Point
 Power Supply: 50 Hz, 380-420 V / 3~ / 50 Hz, 220-...

Requirement / Selection:
 Requirement: OFF 75,00 kW
 Manual Selection: YH04K1E-TFMN
 Models: All Models

Operating Conditions:
 Evaporating Temperature, °C: 2,50
 Suct. Superheat, K: 10,00
 Condensing Temperature, °C: 65,00
 Subcooling, K: 10,00

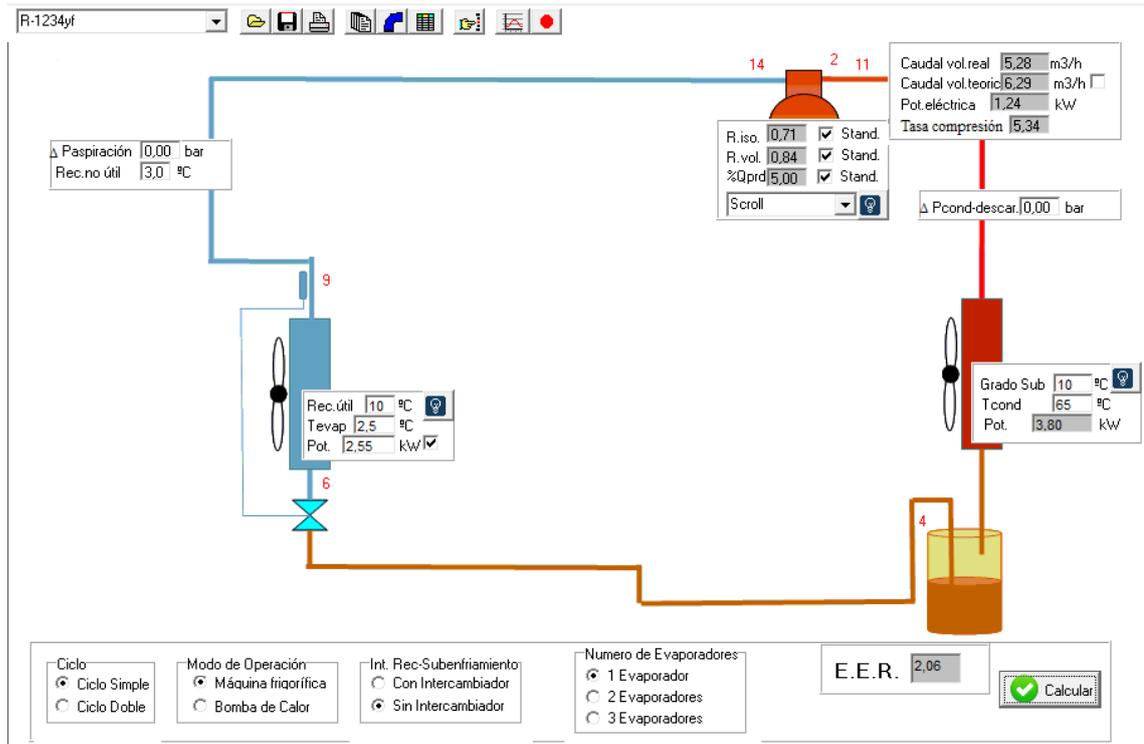
System Diagram:
 Evaporator: 2,50 °C, 3,50 bar
 Condenser: 65,00 °C, 19,58 bar
 Expansion Valve: 19,58 bar to 3,50 bar

Selection:
 R513A, 400 V / 3~
 YH04K1E-TFMN

Compressor	Motor Nominal Voltage/Phase	Cooling Capacity kW	Power kW	COP Heating	Suction Mass Flow g/s	Displacement m ³ /h	Heating Capacity kW	Isentropic Eff. %
YH04K1E-TFMN	400 V / 3~	2,90	1,53	2,84	26,10	5,76	4,35	59,56
YH06K1E-TFMN	400 V / 3~	4,03	2,11	2,86	36,20	8,00	6,03	59,98
YH07K1E-TFMN	400 V / 3~	5,00	2,62	2,86	45,00	9,95	7,49	60,14
YH09K1E-TFMN	400 V / 3~	5,72	3,01	2,85	51,50	11,40	8,58	59,91
YH11K1E-TFMN	400 V / 3~	7,32	3,62	2,97	65,90	14,30	10,75	63,67

Características del compresor, programa Select 8

ANEXO E: Selección de compresor con refrigerante R-1234yf

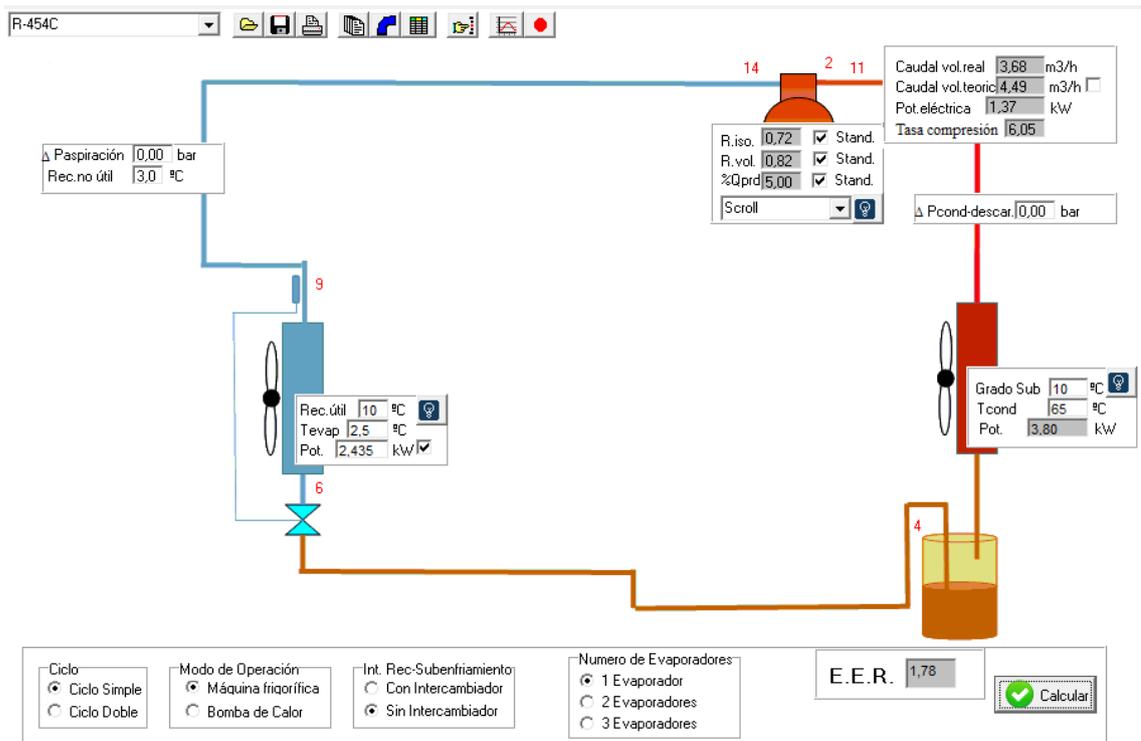


Parámetros del compresor, programa FRIO

Compressor	Motor Nominal Voltage/Phase	Cooling Capacity kW	Power kW	COP Heating	Suction Mass Flow g/s	Displacement m³/h	Heating Capacity kW	Isentropic Eff. %
YH04K1E-TFMN	400 V / 3~	2.62	1.43	2.78	27.20	5.76	3.98	58.92
YH06K1E-TFMN	400 V / 3~	3.71	1.98	2.83	38.50	8.00	5.59	60.28
YH07K1E-TFMN	400 V / 3~	4.60	2.43	2.84	47.70	9.95	6.91	60.74
YH09K1E-TFMN	400 V / 3~	5.28	2.80	2.84	54.80	11.40	7.94	60.69
YH11K1E-TFMN	400 V / 3~	6.67	3.41	2.90	69.10	14.30	9.91	62.79

Características del compresor, programa Select 8

ANEXO F: Selección de compresor con refrigerante R-454C



Parámetros del compresor, programa FRIO

Conditions

Refrigerant: R454C
 Temp. Reference: Dew Point
 Power Supply: 50 Hz / 60 Hz
 380-420 V / 3~ / 50 Hz, 220-...

Requirement / Selection
 Requirement: OFF 75,00 kW
 Manual Selection: YH04K1E-TFMN
 Models: All Models

Operating Conditions
 Evaporating Temperature, °C: 2,50
 Suct. Superheat, K: 10,00
 Condensing Temperature, °C: 65,00
 Subcooling, K: 10,00

System Diagram
 50,30 °C
 65,00 °C
 26,17 bar
 26,17 bar
 4,87 bar
 12,50 °C
 2,50 °C
 4,87 bar
 10,00 K
 0,00 K

Copeland Scroll

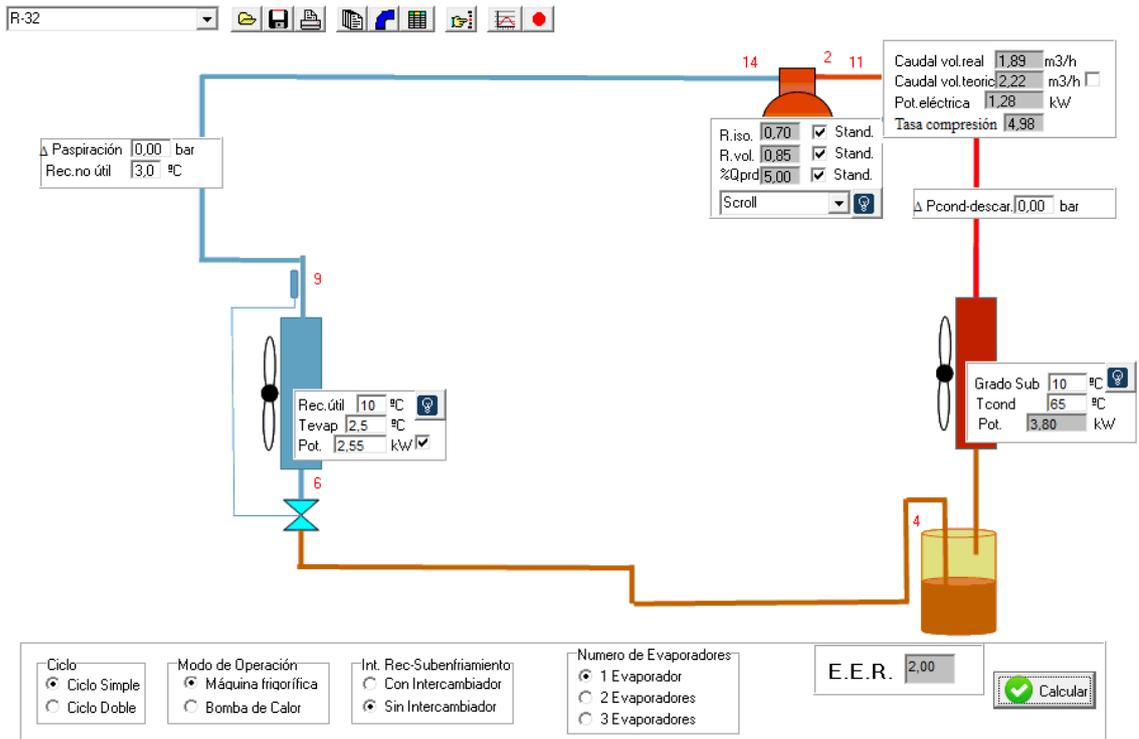
R454C **400 V / 3~** **YH04K1E-TFMN**

Overview Selection List Tables Envelope Drawing Technical Data Accessories Motor Codes

Compressor	Motor Nominal Voltage/Phase	Cooling Capacity kW	Power kW	COP Heating	Suction Mass Flow g/s	Displacement m ³ /h	Heating Capacity kW	Isentropic Eff. %
YH04K1E-TFMN	400 V / 3~	3,75	2,04	2,79	31,30	5,76	5,69	60,66
YH06K1E-TFMN	400 V / 3~	5,31	2,82	2,84	44,40	8,00	7,99	62,34
YH07K1E-TFMN	400 V / 3~	6,58	3,48	2,84	55,00	9,95	9,89	62,57
YH09K1E-TFMN	400 V / 3~	7,56	4,00	2,84	63,20	11,40	11,35	62,55

Características del compresor, programa Select 8

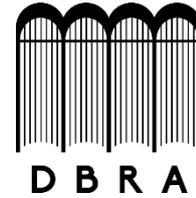
ANEXO G: Selección de compresor con refrigerante R-32



Parámetros del compresor, programa FRIO



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**



**DIRECCIÓN DE BIBLIOTECAS Y RECURSOS DEL
APRENDIZAJE**

UNIDAD DE PROCESOS TÉCNICOS

REVISIÓN DE NORMAS TÉCNICAS, RESUMEN Y BIBLIOGRAFÍA

Fecha de entrega: 02 / 09 / 2021

INFORMACIÓN DEL AUTOR/A (S)
Nombres – Apellidos: JHONATAN JAVIER SUÁREZ ESPINOSA
INFORMACIÓN INSTITUCIONAL
Facultad: MECÁNICA
Carrera: INGENIERÍA INDUSTRIAL
Título a optar: INGENIERO INDUSTRIAL
f. Analista de Biblioteca responsable: Lcdo. Holger Ramos, MSc.

