

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Propuesta de una metodología para seleccionar e implementar los equipos y controles para la operación adecuada de una bomba de calor de baja entalpía que aprovecha la energía térmica residual

Trabajo de graduación en modalidad de tesis presentado por
Paul Packmohr Malouf
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Química

Guatemala,

2023

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Propuesta de una metodología para seleccionar e implementar los equipos y controles para la operación adecuada de una bomba de calor de baja entalpía que aprovecha la energía térmica residual

Trabajo de graduación en modalidad de tesis presentado por
Paul Packmohr Malouf
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Química

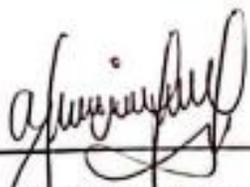
Guatemala,

2023

Vo. Bo.

(f) 
MSc. Ing. Allyson Camposeco

Terna examinadora

(f) 
MSc. Ing. Allyson Camposeco

(f) 
MSc. Ing. Carmen Aída Ortiz Pineda

(f) 
Msc. Ing. Gamaliel Giovanni Zambrano Ruano

Fecha de aprobación: Guatemala, 6 de enero de 2023

PREFACIO

Este trabajo de graduación fue logrado gracias al apoyo incondicional de mi familia, catedráticos y amigos que estuvieron a mi lado todo este tiempo.

Agradezco principalmente a mi abuelo Daniel Malouf y a mi mamá Johanna Malouf por haberme apoyado toda la vida y por siempre brindarme todas las oportunidades. También a mi hermana Nicole Packmohr y mi hermano Boris Packmohr por darme esperanzas y apoyo siempre que era posible.

ÍNDICE

PREFACIO	V
LISTA DE CUADROS.....	XIV
LISTA DE FIGURAS.....	XVI
LISTA DE ECUACIONES	XIX
RESUMEN	XXI
I. INTRODUCCIÓN	1
II. OBJETIVOS	3
A. Objetivo principal.....	3
B. Objetivos específicos.....	3
III. JUSTIFICACIÓN	4
IV. MARCO TEÓRICO	7
A. ENERGÍA.....	7
B. CALOR.....	7
1. Formas de transferencia de calor	8
a. Calor sensible y latente.....	8
C. FUNDAMENTOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN FLUIDOS.....	8
1. Conducción.....	9
a. Ley de Fourier sobre la conducción de calor.....	10
2. Convección.....	11

3.	Radiación	11
E.	MÁQUINAS TÉRMICAS	12
F.	TEOREMA DE CARNOT	12
G.	TEOREMA DE CARNOT INVERTIDO	15
H.	CICLOS PARA REFRIGERAR O CALENTAR UN MEDIO	15
1.	Ciclo de compresión de vapor	15
I.	LA BOMBA DE CALOR	18
J.	PRINCIPIO DE UNA BOMBA DE CALOR	19
K.	Evaporador de simple efecto	20
L.	BALANCES DE ENERGÍA	21
1.	Balances de entalpía en intercambiadores de calor	21
M.	COEFICIENTE DE DESEMPEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR (COP).....	23
1.	COP de calentamiento	23
2.	COP de enfriamiento	24
N.	CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE CALOR.....	24
1.	Componentes principales del sistema.....	24
a.	Compresores	24
1)	Compresores utilizados en bombas de calor.....	26
2)	Eficiencia de los compresores	29
3)	Tipos de compresores	31
a)	Compresores recíprocantes.....	31
b)	Compresores rotatorios.....	33

c)	Compresores de espiral.....	34
d)	Compresores de tornillo.....	35
4)	Selección de compresores.....	36
b.	Válvulas expansivas.....	37
1)	Válvulas de expansión termostática.....	38
2)	Válvula termostática con compensación externa.....	42
3)	Válvulas de expansión electrónicas.....	43
4)	Tubos capilares.....	44
c.	Intercambiadores de calor.....	45
1)	Intercambiador de calor de tubos concéntricos.....	45
2)	Tipos de flujo.....	46
a)	Flujo en paralelo.....	46
b)	Flujo a contracorriente.....	47
3)	Coeficiente global de transferencia de calor en intercambiadores de calor.....	47
2.	Componentes de construcción para una bomba de calor.....	51
a.	Filtros deshidratadores.....	51
b.	Presostatos de seguridad.....	52
1)	Presostatos de baja y alta.....	53
c.	Manómetros de alta y baja.....	54
d.	Visor de líquido.....	54
e.	Acumulador de succión.....	54
f.	Válvula solenoide.....	55

g.	Recibidor de líquido	55
3.	Materiales de construcción de bombas de calor	56
a.	Cobre y aleaciones de cobre	56
1)	Aplicación según interés: baja temperatura.....	57
b.	PLÁSTICOS.....	59
1)	Tuberías de polietileno	59
c.	REFRIGERANTES	60
1)	R-134a	60
O.	ANÁLISIS TERMODINÁMICO PARA LA BOMBA DE CALOR	61
1.	Compresor	61
2.	Válvula expansiva.....	61
3.	Condensador	62
4.	Evaporador.....	62
P.	CARACTERÍSTICAS DE LOS FLUIDOS	62
1.	Calor específico	62
2.	Velocidad lineal.....	63
3.	Viscosidad	63
a.	Viscosidad cinemática	63
b.	Viscosidad dinámica.....	64
4.	Flujo másico	64
5.	Número de Prandtl.....	64
6.	Número de Nusselt	65

7.	Número de Rayleigh.....	66
8.	Difusividad térmica	67
9.	Diámetro del espacio anular	67
10.	Área de contacto tubería anular.....	67
11.	Perímetro mojado	68
12.	Radio hidráulico	68
13.	Diámetro equivalente	68
14.	Reynolds en función del perímetro mojado	69
15.	Número de Reynolds.....	69
16.	Número de vueltas en un intercambiador de calor	70
17.	Altura de un intercambiador de calor	70
18.	Área transversal.....	70
19.	Temperatura de la pared para intercambiadores concéntricos	71
20.	Área superficial	71
Q.	CAÍDAS DE PRESIÓN HIDRÁULICAS	71
R.	APLICACIONES DE LAS BOMBAS DE CALOR.....	72
S.	Solubilidad de azúcar en el agua	73
V.	ANTECEDENTES.....	75
VI.	METODOLOGÍA.....	78
A.	Revisión bibliográfica.....	78
B.	Selección de la fuente de calor residual en el Laboratorio de Operaciones Unitarias.....	78

C.	Evaluación del calor residual disponible en el condensador superior del evaporador de simple efecto	78
1.	Evaporador de simple efecto	79
D.	Selección de la fuente que absorbe el calor generado por la bomba de calor	81
E.	Condiciones ambientales del Laboratorio de Operaciones Unitarias	82
F.	Consideraciones previas para el cálculo y selección de equipos y controles	82
G.	Compresión de vapor: Ciclo de Rankine.....	82
1.	Cálculo del compresor para el ciclo 5/55 °C	82
2.	Cálculo de la válvula de expansión termostática.....	83
H.	Dimensionamiento del evaporador de la bomba de calor.....	83
I.	Dimensionamiento del condensador de la bomba de calor	85
J.	Selección del compresor.....	86
K.	Selección de la válvula de expansión termostática.....	86
L.	Controles para el funcionamiento adecuado de una bomba de calor.....	87
1.	Filtro deshidratador.....	87
2.	Válvula solenoide	87
3.	Visor de líquido	88
4.	Presostatos de baja y alta presión	88
5.	Acumulador de succión	88
6.	Recibidor de líquido	88
M.	Implementación de un sistema experimental	89
1.	Construcción de la bomba de calor.....	91

2.	Controles para la operación de la bomba de calor.....	95
3.	Toma de datos para la operación de la bomba de calor.....	96
VII.	RESULTADOS	97
VIII.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	110
IX.	CONCLUSIONES.....	123
X.	RECOMENDACIONES.....	124
XI.	BIBLIOGRAFÍA	125
XII.	ANEXOS	128
A.	Datos originales	128
B.	Datos intermedios	141
C.	Muestra de cálculos	164
1.	Condiciones del flujo de agua que pasa por la tubería anular del intercambiador de calor	164
2.	Condiciones del flujo del refrigerante que capta la energía del agua que proviene de los condensados del evaporador de simple efecto	165
3.	Dimensionamiento del evaporador y condensador del intercambiador de calor de tubos concéntricos.....	165
4.	Análisis termodinámico de la bomba de calor.....	171
D.	Figuras de los equipos seleccionados por los distintos fabricantes	173
1.	Ciclo de compresión	173
2.	Compresor	175
3.	Válvula de expansión termostática	176
4.	Filtro deshidratador.....	177

5.	Visor de líquido	177
6.	Válvula solenoide	178
7.	Presostatos	179
a.	Presostato de baja presión.....	179
b.	Presostato de alta presión.....	180
8.	Acumulador de succión	181
9.	Recibidor de líquido	182
10.	Balance general	184
E.	Figuras del control de operación de temperaturas de la bomba de calor construida	185
F.	Figuras para el proceso de construcción.....	187
XIII.	GLOSARIO	198

LISTA DE CUADROS

Cuadro 1. Metodología propuesta para evaluar las condiciones de la fuente de calor residual disponible en el condensador superior del evaporador de simple efecto del Laboratorio de Operaciones Unitarias ...	97
Cuadro 2. Especificaciones de la bomba de calor dimensionada que opera en un rango de temperaturas entre 5/55 °C y la selección de sus componentes principales y equipos de control	99
Cuadro 3. Parámetros de la bomba de calor construida	109
Cuadro 4. Control de la temperatura ambiente y la presión barométrica el día de la toma de datos	128
Cuadro 5. Control de la temperatura del agua residual en la torre de enfriamiento.....	130
Cuadro 6. Medición del caudal en la parte superior de la torre de enfriamiento del agua residual	132
Cuadro 7. Toma de temperaturas en el condensador superior del evaporador de simple efecto y la presión de operación de la caldera.....	133
Cuadro 8. Toma de datos de 4 corridas de la bomba de calor construida operando durante 2 horas	135
Cuadro 9. Calor residual disponible por los condensados provenientes del evaporador de simple efecto	141
Cuadro 10. Calor residual desaprovechado desde la salida del calor residual del condensador del evaporador de simple efecto hasta la entrada de la torre de enfriamiento.....	143
Cuadro 11. Ciclo de Rankine en el rango de temperaturas 5/55 °C, operando con el compresor a distintas eficiencias	145
Cuadro 12. Remoción de calor, tasa de calor liberado, trabajo del compresor y Coeficientes de Desempeño (COP) calculados por el ciclo de Rankine en el rango de operación de 5/55 °C.....	146
Cuadro 13. Calor residual disponible calculado en el evaporador de simple efecto en el Laboratorio de Operaciones Unitarias por medio de la metodología propuesta	146
Cuadro 14. Perfiles de temperatura para realizar los cálculos del evaporador de la bomba de calor calculada	147
Cuadro 15. Propiedades de los fluidos para el cálculo del evaporador de la bomba de calor calculada..	148
Cuadro 16. Cálculo de las propiedades de la tubería externa nominal 3/4" de polietileno de alta densidad que contiene el agua residual proveniente del condensador superior del evaporador de simple efecto....	149

Cuadro 17. Cálculo de las propiedades de la tubería interna de diámetro nominal 1/4" de cobre tipo L que contiene el R-134a dentro de la tubería de la bomba de calor	150
Cuadro 18. Cálculo de la temperatura de la pared para hacer las correcciones del coeficiente individual de transferencia de calor preliminar.....	151
Cuadro 19. Correcciones de los coeficientes individuales de transferencia de calor para la tubería interna y externa.....	152
Cuadro 20. Coeficiente de transferencia de calor y área superficial del evaporador	153
Cuadro 21. Dimensiones del evaporador para la bomba de calor	153
Cuadro 22. Caída de presión de la tubería externa e interna del evaporador	154
Cuadro 23. Caída de presión total en la bomba de calor dimensionada y seleccionada	155
Cuadro 24. Perfiles de temperatura para dimensionar el condensador de la bomba de calor, sumergido en un volumen de 32 L	156
Cuadro 25. Temperatura de película para obtener las propiedades del agua que recibe calor del condensador de la bomba de calor.....	157
Cuadro 26. Cálculo de las propiedades de la tubería interna de diámetro nominal 1/4" de cobre tipo L que contiene R-134a dentro de la tubería de la bomba de calor para transferir su calor a un volumen de 32 L	158
Cuadro 27. Convección natural del agua que recibe calor por la convección forzada por el condensador	159
Cuadro 28. Factores de ensuciamiento para el cálculo del condensador	159
Cuadro 29. Coeficiente global de transferencia de calor, área superficial del condensador y dimensiones de este para ingresar a la cubeta de 40 L por la parte superior y salir por el mismo lado	160
Cuadro 30. Caída de presión del condensador	161
Cuadro 31. Tiempo de calentamiento para un volumen de 32 L de agua con la bomba de calor calculada y el calor disponible calculado	162
Cuadro 32. Cantidad de azúcar soluble a la temperatura de calentamiento	163
Cuadro 33. Coeficiente de desempeño (COP) de calentamiento de la bomba de calor construida después de calentar 14 L de agua en 2 horas por corrida	163

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Curva temperatura-longitud de un condensador. Curva temperatura-longitud de un condensador	9
Figura 2. Conducción de calor en un sólido en una dimensión	10
Figura 3. Máquina E en funcionamiento de un refrigerador de Carnot.....	13
Figura 4. Temperatura vs Entropía del Ciclo de Carnot.....	14
Figura 5. Ciclo de Rankine. Ciclo de Potencia Práctico Simple	16
Figura 6. Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor.....	16
Figura 7. Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor en un Diagrama Presión-Entalpía.....	18
Figura 8. Principio del funcionamiento de una bomba de calor de baja entalpía.....	20
Figura 9. Tipos de compresores.....	27
Figura 10. Rango aproximado de las capacidades de refrigeración por distintos compresores	28
Figura 11. Uso cotidiano de distintos tipos de compresores	28
Figura 12. Pérdidas volumétricas en los compresores.....	29
Figura 13. Eficiencia volumétrica típica para varios compresores.....	30
Figura 14. Pérdidas de energía en un compresor.....	30
Figura 15. Eficiencia isentrópica típica para distintos compresores	31
Figura 16. Diagrama simplificado de un compresor recíprocante.....	32
Figura 17. Diagrama de un compresor rotatorio.....	33
Figura 18. Principio de operación de un compresor scroll	34
Figura 19. Engranajes gemelos habituales en un compresor de tornillo	36
Figura 20. Características de operación de compresores en bombas de calor.....	37
Figura 21. Estado del refrigerante en el evaporador en una bomba de calor.....	40
Figura 22. Válvula de expansión termostática de Danfoss. (a) Circuito, (b) Sección transversal.....	41
Figura 23. Válvula termostática con compresión externa	43

Figura 24. Válvula de expansión electrónica de Emerson Technologies. (a) Vista exterior, (b) Vista de la sección transversal, (c) Orificio deslizante	44
Figura 25. Intercambiador de calor de tubos concéntricos simple	45
Figura 26. Intercambiador de calor de flujo paralelo	46
Figura 27. Intercambiador de calor a flujo contracorriente	47
Figura 28. Presostatos de seguridad para ciclos de vapor compresibles	53
Figura 29. Matriz de Lindar para distintas aplicaciones.....	73
Figura 30. Solubilidad de azúcar en agua a distintas temperaturas	74
Figura 31. Esquema propuesto de los componentes y controles de la bomba de calor para su funcionamiento adecuado.	98
Figura 32. Ciclo de compresión de vapor del R-134a en un rango de temperaturas 5/55 °C.....	173
Figura 33. Ciclo de Carnot para visualizar el sobrecalentamiento y subenfriamiento por las condiciones establecidas	174
Figura 34. Límites de operación del compresor seleccionado.....	175
Figura 35. Capacidad de calefacción del compresor seleccionado.....	175
Figura 36. Capacidad de refrigeración del compresor seleccionado	176
Figura 37. Rango de operación de la válvula de expansión termostática seleccionada	176
Figura 38. Rango de operación del filtro deshidratador seleccionado	177
Figura 39. Rango de operación del visor de líquido seleccionado	177
Figura 40. Rango de operación de la válvula solenoide seleccionada.....	178
Figura 41. Presostato de baja presión seleccionado para trabajar con R-134a.....	179
Figura 42. Presostato de alta presión seleccionado para trabajar con R-134a.....	180
Figura 43. Acumulador de succión seleccionado para la operación de la bomba de calor	181
Figura 44. Recibidor de líquido seleccionado para la operación de la bomba de calor	182
Figura 45. Acumulador de succión seleccionado para visualizar sus dimensiones.....	183
Figura 46. Balance de masa y energía de la bomba de calor dimensionada.....	184
Figura 47. Control de temperatura del agua contenida en la cubeta de la bomba de calor construida contra el tiempo de operación.....	185

Figura 48. Control de temperatura del refrigerante contra el tiempo de evaporador de la bomba de calor construida.....	185
Figura 49. Control de temperatura del refrigerante contra el tiempo del condensador en la bomba de calor construida.....	186
Figura 50. Primera vista del equipo entregado por la universidad	187
Figura 51. Equipo de refrigeración luego de eliminar los componentes que no se utilizaron.....	188
Figura 52. Maniobra de tubería de cobre para armar los intercambiadores de calor.....	188
Figura 53. Mecanismo de toma de temperaturas para ambos intercambiadores de calor	189
Figura 54. Visualización del condensador dentro de la cubeta de 5 galones	189
Figura 55. Termómetro de bolsillo como medidor de temperatura del refrigerante en el condensador...	190
Figura 56. Válvula de 1/4 de vuelta para drenar el contenido de agua que ha sido ingresó a la cubeta...	190
Figura 57. Método de protección del compresor para remover piezas soldadas por el fabricante del equipo	191
Figura 58. Succión de aceite mineral por el compresor.....	191
Figura 59. Herramienta de expansión de la tubería de cobre	192
Figura 60. Conexión de la salida del compresor hacia la parte superior de la cubeta	192
Figura 61. Intercambiador de calor conectado en la succión del compresor. (a) Tubo capilar enredado en la salida del evaporador	193
Figura 62. Bomba de vacío conectada a la válvula de servicio del compresor para la remoción de aire y verificación de fugas.....	194
Figura 63. Presión inicial de trabajo antes de realizar la extracción de aire con la bomba de vacío.....	194
Figura 64. Presión de vacío final después de aplicarse por 30 min.....	195
Figura 65. Bomba de calor final con sus componentes y lista para su operación (calentar agua)	196
Figura 66. Bomba de calor operando en el Laboratorio de Operaciones Unitarias.....	197

LISTA DE ECUACIONES

Ecuación 1. Ecuación de la entalpía	7
Ecuación 2. Ecuación del calor convectivo	11
Ecuación 3. Ecuación para el calor latente	21
Ecuación 4. Balance de energía global para dos fluidos.....	22
Ecuación 5. Balance de energía global para el calor latente de dos fluidos	22
Ecuación 6. Balance de energía global para el calor sensible de dos fluidos	23
Ecuación 7. Balance de energía global para el calor latente y sensible de dos fluidos	23
Ecuación 8. Coeficiente de desempeño de calentamiento	23
Ecuación 9. Coeficiente de desempeño de enfriamiento	24
Ecuación 10. Ecuación para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.....	48
Ecuación 11. Área de transferencia de calor.....	48
Ecuación 12. Cambio de temperatura logarítmica media	48
Ecuación 13. Resistencia térmica en un intercambiador de calor.....	49
Ecuación 14. Suma de las resistencias térmicas	49
Ecuación 15. Coeficiente de transferencia de calor sin factores de ensuciamiento.....	49
Ecuación 16. Factores de ensuciamiento	50
Ecuación 17. Coeficiente de transferencia global con factores de ensuciamiento	50
Ecuación 18. Coeficiente de transferencia de calor por convección	51
Ecuación 19. Factor de corrección para la viscosidad	51
Ecuación 20. Gotas de agua removidas por el filtro deshidratador	52
Ecuación 21. Potencia requerida por el compresor en un ciclo isentrópico	61
Ecuación 22. Potencia del compresor con eficiencia.....	61
Ecuación 23. Remoción de calor por la válvula expansiva	62
Ecuación 24. Cambio de estado del refrigerante en el condensador	62
Ecuación 25. Cambio de estado del refrigerante en el evaporador.....	62
Ecuación 26. Ecuación para el calor específico del agua	62
Ecuación 27. Velocidad lineal de un fluido.....	63

Ecuación 28. Viscosidad cinemática de un fluido	63
Ecuación 29. Flujo másico de un fluido	64
Ecuación 30. Número de Prandtl para un fluido.....	64
Ecuación 31. Número de Nusselt, correlación de Colburn.....	65
Ecuación 32. Factor de fricción, ecuación de Pethukov	65
Ecuación 33. Número de Nusselt, correlación de Gnielinski	66
Ecuación 34. Número de Nusselt para la transferencia de calor por convección en tuberías lisas	66
Ecuación 35. Número de Rayleigh	66
Ecuación 36. Difusividad térmica del agua	67
Ecuación 37. Diámetro en el espacio anular de la tubería externa	67
Ecuación 38. Área de contacto de la tubería externa.....	68
Ecuación 39. Perímetro mojado en el espacio anular	68
Ecuación 40. Radio hidráulico en el espacio anular	68
Ecuación 41. Diámetro equivalente en el espacio anular	69
Ecuación 42. Número de Reynolds en función del perímetro mojado	69
Ecuación 43. Número de Reynolds para la tubería interna.....	69
Ecuación 44. Número de vueltas para los intercambiadores de calor.....	70
Ecuación 45. Altura de los intercambiadores de calor.....	70
Ecuación 46. Área transversal de una tubería.....	70
Ecuación 47. Temperatura de la pared entre los tubos concéntricos	71
Ecuación 48. Área superficial de una tubería	71
Ecuación 49. Caídas de presión en tuberías lisas.....	72

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo proponer una metodología para seleccionar e implementar los equipos y controles para la operación adecuada de una bomba de calor de baja entalpía que aprovecha la energía térmica residual proveniente del condensador superior del Evaporador de Simple Efecto del Laboratorio de Operaciones Unitarias en la Universidad del Valle de Guatemala. Para esto, se cuantificó el calor residual proveniente del condensador para dimensionar la bomba de calor que opera en un ciclo de compresión de vapor del refrigerante R-134a en un rango de operación entre 5/55 °C. Se seleccionó los equipos y controles para la operación de la bomba de calor dimensionada y se realizó un diagrama de la distribución de estos. También, se construyó un prototipo de una bomba de calor para comprobar que la metodología propuesta fue útil para la construcción de una bomba de calor. La bomba de calor dimensionada se construyó con tubería de polietileno de alta densidad de ¾" (19.05 mm) de diámetro nominal en la tubería externa del evaporador y cobre tipo L de ¼" (6.35 mm) de diámetro nominal en todo el circuito de compresión del refrigerante.

Se calculó una bomba de calor que opera con un coeficiente de desempeño de calentamiento y enfriamiento de 3.4 y 2.6, respectivamente. La bomba está compuesta por un evaporador de 19 m, con un diámetro de vuelta de 0.4 m y 15 vueltas, un condensador de 15 m, con un diámetro de vuelta de 0.28 m y 16 vueltas, un compresor con una eficiencia del 80% con una potencia de 2.39 kW y una caída de presión de 1143.38 kPa por la válvula de expansión termostática. La bomba de calor tiene la capacidad de entregar 8.11 kW a 32 L de agua para elevar su temperatura de 20 a 50/55 °C en 17 min con el propósito de diluir azúcar para los medios fermentativos del Laboratorio de Operaciones Unitarias, y recibe 6.202 kW de la fuente de calor residual proveniente del agua de enfriamiento del condensador superior del evaporador de simple efecto.

Además del cálculo de la bomba de calor, se seleccionó los componentes de control y operación los cuales fueron el receptor de líquido, filtro deshidratador, visor de líquido, válvula solenoide, acumulador de succión y los presostatos de alta y baja presión. La caída de presión total por tuberías y accesorios es 96.00 kPa.

Por tanto, se comprueba que la metodología propuesta para la construcción de bombas de calor es funcional, ya que con base a esta se construyó una bomba demostrativa que opera con un coeficiente de desempeño (COP) de calentamiento de 1.91, y un rango de temperatura de 24/48 °C, con un compresor de 1/8 de potencia (hp) y puede calentar 14 L de agua de 20 a 43/48 °C.

I. INTRODUCCIÓN

El calor se obtiene a partir de la combustión de fuentes renovables o no renovables para generar energía para su uso industrial y/o doméstico (Rey & Velasco, 2008). La energía residual, que cuenta con un potencial energético, se puede obtener por la pérdida de energía térmica que no se aprovecha o que es liberada durante o después de un proceso de calentamiento, para que sea utilizada, transformada y valorizada para su uso en un equipo que pueda aprovechar este contenido calórico como lo son las bombas de calor (Benitez *et al.*, 2010).

Principalmente, la recuperación de fuentes con bajo contenido calórico reduce costos de operación y la contaminación por gases de efecto invernadero. Esta fuente puede ser aprovechada de distintas maneras, por ejemplo, existen alternativas para el calentamiento previo del agua que utiliza una caldera, para suministrar agua caliente en distintas instalaciones o para ser la fuente de energía de sistemas enchaquetados que necesitan condiciones de operación específicas a temperatura constante, entre otros.

Uno de los equipos más comunes para aprovechamiento de calor residual son ahora las bombas de calor de baja entalpía. Éstas son máquinas térmicas que pueden aprovechar el residuo térmico de baja temperatura para calentar o enfriar según la aplicación que se desee (Staffel *et al.*, 2012). Estos equipos pueden ser utilizados como economizadores para las calderas o para el precalentamiento de las soluciones que alimentan un destilador.

La capacidad instalada de las bombas de calor en Europa, Norteamérica y China dependen de la alta demanda energética y son necesarias por los cambios de temperatura dependiendo de la estación del año. Se utilizan en centros comerciales, aeropuertos o ambientes públicos que necesiten estar climatizados a condiciones específicas. Parte de los beneficios de las bombas de calor es que no solo aprovechan la energía térmica residual, sino que también ayudan a reducir significativamente el consumo de energía eléctrica, lo cual representa ahorros monetarios (García & Martínez, 2012).

Por lo descrito, el propósito de esta tesis consiste en proponer una metodología para seleccionar e implementar los equipos y controles para la operación de una bomba de calor de baja entalpía. Se calculó el compresor, la válvula de expansión termostática, los intercambiadores de calor y posteriormente se seleccionó el equipo de control para su funcionamiento. Se construyó un prototipo de la bomba de calor que se calculó previamente. Finalmente, se incluyó el marco teórico, la metodología, los resultados y el análisis de estos, que aportan detalle sobre la investigación realizada.

II. OBJETIVOS

A. Objetivo principal

Proponer una metodología para seleccionar e implementar los equipos y controles para la operación adecuada de una bomba de calor de baja entalpía que aprovecha la energía térmica residual.

B. Objetivos específicos

1. Proponer la metodología para evaluar las condiciones de la fuente de calor residual disponible midiendo las temperaturas y flujos para calcular los parámetros iniciales de operación.
2. Calcular los equipos de control y operación por medio de las condiciones iniciales establecidas para el funcionamiento de una bomba de calor de baja entalpía.
3. Definir los pasos para implementar un sistema experimental y comprobar su funcionamiento manteniendo las temperaturas de operación constante.

III. JUSTIFICACIÓN

Globalmente, el uso de la energía industrial es responsable del 33% de los GEI (Gases de Efecto Invernadero) y aproximadamente el 70% de la demanda de la energía del sector industrial es por calor. En general, los procesos de calentamiento pueden aportar fuentes de calor residual, por lo que se sabe que hay un alto potencial de recuperación de calor. El aprovechamiento de este calor podría representar un beneficio económico ya que se está revalorizando la energía que era considerada como desecho, además de disminuir la contaminación por gases de efecto invernadero (Liu *et. al.*, 2016).

El Departamento de Energía de los Estados Unidos en su sitio Web “Energy Efficiency and Renewable Energy” presenta que las bombas de calor son los sistemas más eficientes para calentar o enfriar, incluso más que los hornos de gas de alta eficiencia y los aires acondicionados (Energy, 2007). Esto es un incentivo para que distintos países opten por cambiar sus sistemas convencionales de combustión por bombas de calor.

El mismo departamento de Estados Unidos realizó una evaluación energética de las industrias que más consumen energía en su país, siendo éstas: la industria del vidrio, cemento, hierro/acero, aluminio, fundición de metales e industrias de etileno. El promedio de consumo anual fue de 8.86 EJ (EJ, exajulios). De los cuales 1.56 EJ corresponde al calor desperdiciado y disipado al ambiente cada año. Un 60% de esta cantidad está disponible a una temperatura menor de 230 °C. Por otro lado, en China se realizó el estudio para las industrias de cemento, hierro/acero y vidrio. Se desperdicia un potencial de energía de 41 GW, 2.9 GW y 1.8 GW de las industrias mencionadas y de este total, se disipa al ambiente energía disponible debajo de los 150 °C (Xu *et al.*, 2019). Por lo tanto, es alto el contenido y la disponibilidad de la energía residual en las industrias de producción de materias primas y productos terminados.

Otros estudios han demostrado que al darle uso a la recuperación del calor residual en una planta promedio de cemento puede mejorar la eficiencia energética por arriba del 20% y reducir la contaminación de CO₂ por arriba de las 10,000 T/año (Mahmoudi *et al.*, 2018). En Helsinki, Finlandia, se

realizaron investigaciones de bombas de calor en donde lograron instalar 5 de éstas que funcionan con aguas residuales como fuente de calor en invierno y con agua de mar en verano. En total, las 5 bombas de calor tienen una salida de calor máxima de 83.9 MW en invierno y 90.6 MW en verano (Popovski *et al.*, 2019).

También, hay otro estudio que desarrolló un sistema combinado de una bomba de calor reversible con colectores solares térmicos para aumentar o disminuir la temperatura en edificios y la producción de agua doméstica. Dicho estudio presenta la evaluación para operar estos sistemas con ayuda de otras fuentes renovables para disminuir el consumo energético del compresor. El diseño propuesto, llamado GEOSOL, fue instalado en una residencia privada de 180 m² en Francia en el 2004. Esta bomba de calor funciona con energía geotérmica de baja entalpía, la cual se extrae de las profundidades del suelo y de la temperatura natural entre 7 a 12 °C pueden llegar a generar 40 °C para calentamiento. Normalmente, este calor se aprovecha para calentar el suelo, así se obtiene un coeficiente de desempeño (COP) por encima de 3 y como la bomba es reversible, en verano se utiliza para el enfriamiento (Trillat-Berdal *et al.*, 2006). Por esta razón se desea construir un prototipo de bomba de calor que pueda aprovechar energía de bajo contenido calórico y genere un aumento de temperatura en la aplicación seleccionada.

En otro marco, se evaluó el caso del Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala en donde la mayoría de los equipos utilizan vapor saturado proveniente de la caldera que opera en un rango entre 80-100 psi. La caldera al acumular una presión de 100 psi proporciona vapor de agua a todos los equipos que tengan demanda de vapor y disminuye su presión hasta 80 psi, luego vuelve a generar vapor de agua y se repite el ciclo en el tiempo de su uso. Todo el vapor de agua que pasa por los equipos para transferir calor se condensa y se recupera en cubetas que posteriormente es desechado al drenaje. La mayoría de los equipos del laboratorio como la torre de destilación, el evaporador de simple efecto, el juego de intercambiadores de calor, la planta de biodiesel y la planta de alimentos utilizan el vapor generado por la combustión en la caldera para todos los procesos de calentamiento. Por este mismo uso, en la mayoría de los equipos existen fuentes de calor residual que normalmente son descartados y quedan sin ser aprovechados. Evaluando este caso, el evaporador de

simple efecto, aparte de usar vapor de agua para su funcionamiento, utiliza agua de enfriamiento en sus condensadores para mantener su temperatura pues opera en un circuito cerrado entre la torre de enfriamiento y los condensadores del evaporador de simple efecto.

Considerando las condiciones de laboratorio, la bomba de calor propuesta aprovechará la energía térmica residual de los condensados del evaporador de simple efecto. Esto se llevará a cabo recirculando el agua de enfriamiento con el evaporador de simple efecto al igual que la utilización del agua del reservorio de la torre de enfriamiento con la bomba de calor.

Esta bomba de calor debe de tener un coeficiente de desempeño en donde la energía generada para su funcionamiento debe ser mayor la consumida por el compresor. También, se proponen todos los componentes necesarios para su correcto funcionamiento y que el lector pueda interpretar y conocer cómo se comportan durante su operación.

Este trabajo de graduación le propone al lector una metodología para adaptar las bombas de calor de baja entalpía como tecnología para el aprovechamiento de los residuos térmicos y los beneficios que se pueden tener. Por ejemplo, podrían utilizar sistemas de calefacción en las instalaciones de las plantas de producción por medio de sus residuos térmicos que previamente eran disipados al ambiente o aprovechar el residuo para limpieza de equipos o cualquier aplicación que utilice agua caliente. Otro impacto positivo es reducir el consumo de energía eléctrica o uso de combustibles para generar energía y reducir la huella de carbono, agregando valor a sus productos y teniendo una ventaja competitiva.

Por último, se propone una metodología para la construcción de un prototipo de una bomba de calor para demostrar el comportamiento que tienen estos equipos cuando operan en el tiempo, y así, visualizar que en el evaporador se cumple el requisito de la reutilización de los desechos térmicos para evaporar al refrigerante y que en el condensador se transfiere el calor del refrigerante hacia la fuente previamente seleccionada.

IV. MARCO TEÓRICO

A. ENERGÍA

La energía se refiere a la capacidad de algún sistema de llevar a cabo un trabajo. Existen varios tipos de energía entre los cuales están la térmica, química, eléctrica, radiante y nuclear, entre otras. El trabajo producido en cada uno de estos casos puede ser de forma mecánica, física, química o eléctrica. La unidad de medida de la energía y el trabajo en el Sistema Internacional es el Joule (J), el cual se define como el desplazamiento o distancia de trabajo que realiza una fuerza (N) en un cuerpo o sistema. Las sustancias de las cuales se puede obtener algún tipo de energía son conocidas como recursos energéticos. Entre estos se encuentran sólidos, gases o líquidos, como el caso de condensados provenientes de un sistema de evaporación (McCabe *et al.*, 2007).

B. CALOR

El calor es una de las distintas formas de energía y es comúnmente generada por fuentes químicas. El calor de un cuerpo es su energía interna o térmica; un cambio en esta energía se puede representar en un cambio en la temperatura o cambio de estado del sistema. La entalpía es la suma de la energía interna y el trabajo del flujo (Hundy *et al.*, 2016):

Ecuación 1. Ecuación de la entalpía

$$H = u + Pv \quad (1)$$

Si hay un flujo estacionario, el valor de Pv no cambiará apreciablemente y la diferencia en la entalpía será la cantidad de calor ganado o perdido.

La Segunda Ley de la Termodinámica establece que (Smith *et al.*, 2007):

- I. No existe mecanismo cíclico cuyo único propósito o efecto (en el sistema o alrededores) sea la conversión completa del calor que se absorbe en trabajo hecho por el mismo.
- II. No existe proceso que cause la transferencia de calor desde un nivel de temperatura determinado a otro superior.

1. Formas de transferencia de calor

En el cálculo y construcción de una bomba de calor, se debe tomar en cuenta el calor sensible y latente.

a. Calor sensible y latente

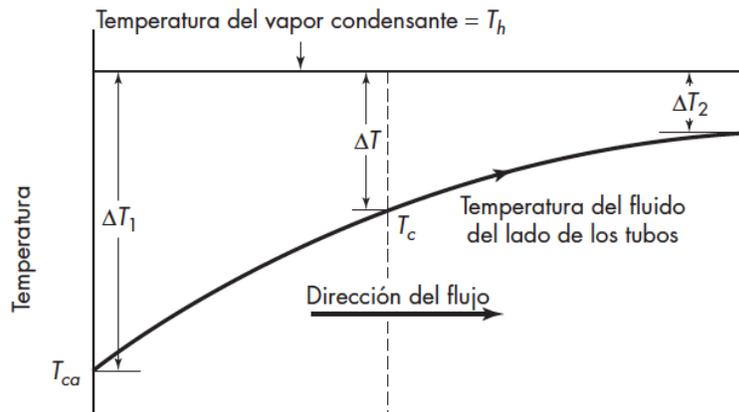
Si un cuerpo o sistema experimenta un cambio de temperatura por absorción o liberación de calor, pero su fase permanece igual, implica calor sensible. Este tipo de calor se expresa como la capacidad calorífica ($\text{kJ}/(\text{kg K})$), la cual es la energía necesaria para elevar un grado Celsius en temperatura, un kilogramo de agua. Por otro lado, el calor que provoca un cambio de estado, sin ocasionar un cambio en la temperatura, se llama calor latente. Se expresa como kJ/kg y varía con la temperatura de ebullición (Hundy *et al.*, 2016).

C. FUNDAMENTOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN FLUIDOS

En el sistema de una bomba de calor, se tiene la transferencia de calor latente, el cual produce un cambio de fase del refrigerante (condensación o evaporación, según corresponda). Así mismo, se da la transferencia de calor sensible, traducida en el aumento o disminución de la temperatura del fluido a la entrada de la bomba.

Para visualizar gráficamente los gradientes de temperatura y el fenómeno del cambio de temperatura entre dos fluidos dentro de un sistema, se presenta la Figura 1, ilustración de la temperatura en función de la longitud de un condensador:

Figura 1. Curva temperatura-longitud de un condensador. Curva temperatura-longitud de un condensador



(McCabe *et al.*, 2007)

Se puede observar que la temperatura del condensado T_h se mantiene constante a lo largo del proceso, y el fluido que se encuentra dentro de los tubos paralelos en el condensador tiene a una temperatura inicial T_{ca} . Esta última temperatura aumenta a medida que recorre la distancia de los tubos. La diferencia entre la temperatura del fluido al entrar al sistema con el vapor condensante es $T_h - T_{ca}$, y se representa como ΔT_1 , y la diferencia de los fluidos al salir del sistema es $T_h - T_{cb}$, y se representa como ΔT_2 . Estas representaciones se conocen como los gradientes de temperatura en los intercambiadores de calor.

D. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

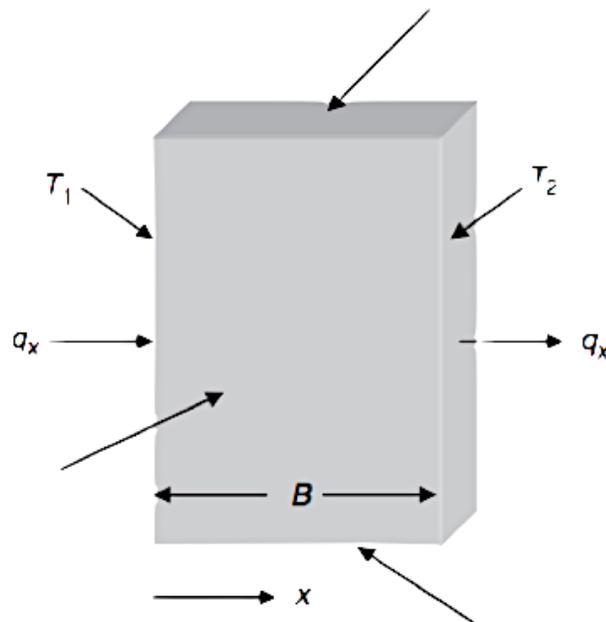
1. Conducción

La conducción de calor es uno de los tres métodos básicos de la transferencia de la energía térmica y está involucrado en la mayoría de las operaciones de transferencia de calor. En los intercambiadores de calor comerciales, por ejemplo, el calor se conduce en la pared (naturalmente la pared de un tubo) que separa dos fluidos que tienen una diferencia de temperatura (gradiente de temperatura) (Serth & Lestina, 2014)

a. Ley de Fourier sobre la conducción de calor

El modelo matemático de la conducción de calor fue desarrollado por Joseph Fourier. El modelo describe la conducción a través de un bloque, como se muestra en la figura 2. En un lado del rectángulo se tiene una temperatura T_1 y en el extremo opuesto una temperatura menor, T_2 . Se asume que los otros cuatro lados del bloque están aislados para que el calor pueda recorrer solamente la dirección x . Entonces, para la figura mostrada, o un material determinado, se ha encontrado que la velocidad de transferencia del calor (energía térmica) del lado caliente al frío, q_x , es proporcional al área de la sección transversal por donde fluye el calor (A) (Serth & Lestina, 2014).

Figura 2. Conducción de calor en un sólido en una dimensión



(McCabe *et al.*, 2007)

La conducción de calor en fluidos es resultado del movimiento aleatorio de las moléculas de estos. En el caso de los sólidos, la conducción se da por las vibraciones de la red sólida y por el movimiento de los electrones en el material.

2. Convección

La transferencia de calor por convección ocurre cuando un gas o líquido tiene contacto con una superficie sólida cuya temperatura es diferente a la del fluido. La transferencia de calor por convección se divide en forzada y natural. En la convección forzada, el movimiento del fluido se genera por un agente externo como una bomba o un ventilador. En la convección natural, el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de flotación resultantes del gradiente de temperatura en el fluido (Serth & Lestina, 2014).

Las correlaciones empíricas se expresan usualmente en términos del coeficiente de transferencia de calor, h , que se define:

Ecuación 2. Ecuación del calor convectivo

$$q = hA\Delta T \quad (2)$$

En esta ecuación, q es la velocidad de transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, A es el área en donde ocurre la transferencia de calor y ΔT es la diferencia de temperatura característica entre el sólido y el fluido. Las unidades en el Sistema Internacional para esta ecuación son $W/m^2 * K$ y para el Sistema Inglés, $BTU/h * ft^2 * ^\circ F$ (Serth & Lestina, 2014).

3. Radiación

Todos los materiales, cuerpos, sistemas, incluyendo a los organismos vivos, emiten energía electromagnética a una velocidad que depende de la temperatura de su superficie. La radiación térmica es el resultado de la energía interna del objeto. Las ecuaciones utilizadas para calcular la transferencia de energía radiante se basan en el concepto de un radiador ideal, llamada cuerpo negro. Esta idealidad asume que un “cuerpo negro” absorbe toda la radiación electromagnética que golpea su superficie y que no transmite o refleja ninguna porción de esta radiación. Tal objeto parecería ser completamente negro siempre que la radiación que emitiera no estuviera en la parte visible del espectro. De hecho, a temperatura ambiente, la radiación térmica está casi en su totalidad en el infrarrojo. Se vuelve visible sólo

cuando la temperatura del objeto alcanza los 800 K, aquí el objeto tiene el color “rojo vivo” (Serth & Lestina, 2014).

E. MÁQUINAS TÉRMICAS

Son equipos capaces de generar un trabajo a partir del calor de una fuente, en un proceso cíclico. Un ejemplo de una máquina térmica es el agua dentro de una caldera. Desde un condensador, se bombea agua a alta presión hacia la caldera. El calor que proporciona la combustión de un combustible se transfiere al agua, lo que resulta en la producción de vapor a alta temperatura a la presión de salida de la caldera. El vapor es utilizado para transferir calor en el calderín de un destilador, en el serpentín de un evaporador, entre otras aplicaciones, y finalmente pasa por un condensador para regresar a su estado líquido y ser bombeado nuevamente a la caldera (Smith *et al.*, 2007)

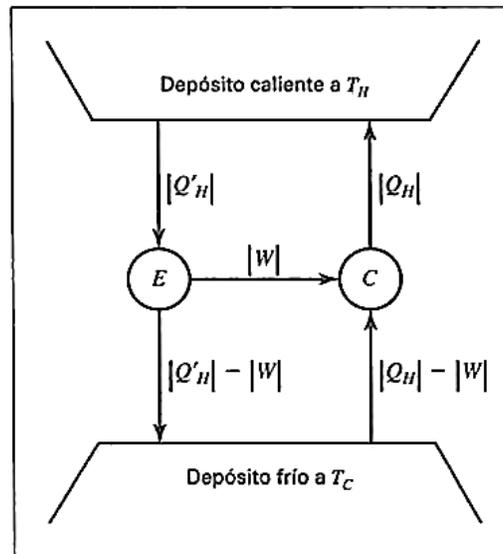
Las máquinas térmicas tienen como características esenciales la absorción de calor a altas temperaturas, la disipación de calor hacia los alrededores a una temperatura más baja y la producción de un trabajo, según sea la aplicación.

F. TEOREMA DE CARNOT

En relación con la Segunda Ley de la Termodinámica, descrita anteriormente, para dos depósitos o focos de calor determinados ninguna máquina puede tener una eficiencia térmica más alta que la máquina de Carnot. Para demostrar el teorema de Carnot se asume una máquina térmica E con la misma eficiencia térmica que una máquina de Carnot C . La máquina de Carnot C funciona como un refrigerador que produce calor $|Q_H|$ transferido hacia el depósito caliente T_H . La máquina E está en contacto con el depósito caliente T_H , absorbiendo un calor $|Q_H|$ para producir un trabajo W . Esto acciona la máquina C y se da la disipación de calor $|Q'_H| - |W|$ al depósito frío T_c . Ahora la máquina C está absorbiendo del depósito frío $|Q_H| - |W|$, recibiendo el trabajo para producir calor $|Q_H|$ y el ciclo se repite (Smith *et al.*, 2007)

En la Figura 3 se representa el funcionamiento del sistema de las máquinas E y C descritas anteriormente.

Figura 3. Máquina E en funcionamiento de un refrigerador de Carnot

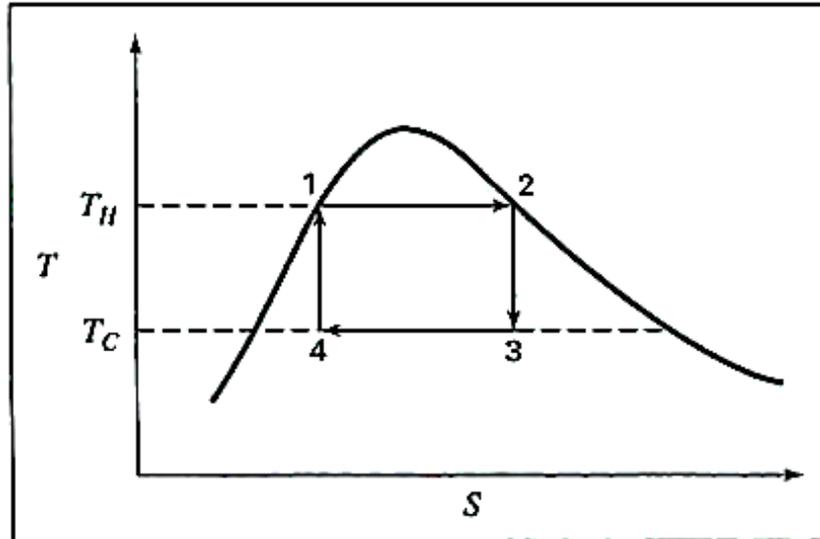


(Smith *et al.*, 2007)

Ahora bien, se puede invertir el ciclo y obtener la misma eficiencia de trabajo. Por lo tanto, se establece que la eficiencia térmica de estas máquinas no depende de las sustancias de trabajo, sino que de los niveles de temperatura entre ellos.

En la Figura 4 se muestra el ciclo de Carnot, en el cual se da la transferencia de calor de un foco caliente a uno frío.

Figura 4. Temperatura vs Entropía del Ciclo de Carnot



(Smith *et al.*, 2007)

Este ciclo funciona como una planta simple de energía de vapor. Las 4 etapas de una máquina térmica ideal son descritas por el Ciclo de Carnot y ocurren de la siguiente manera (Smith *et al.*, 2007):

- **Etapas 1-2:** Un sistema se encuentra a la temperatura inicial de un depósito T_C que se somete a un proceso adiabático reversible. Este proceso eleva la temperatura del sistema a la de un depósito caliente que se encuentra a una temperatura T_H . En este paso se da el cambio de fase del líquido saturado a vapor saturado.
- **Etapas 2-3:** Se mantiene el sistema en contacto con el depósito caliente T_H , y se somete a un proceso isotérmico reversible, en el cual se absorbe calor $|Q_H|$. Representa una expansión adiabática isentrópica reversible del vapor saturado generando un trabajo, y en la cual el vapor cambia de fase a una mezcla de líquido y vapor saturados a T_C .
- **Etapas 3-4:** Se somete al sistema a un proceso adiabático reversible, contrario al que se presenta en la etapa 1, que disminuye la temperatura del sistema a la temperatura del depósito frío T_C . Se da la condensación, en la cual se disipa calor y la calidad de la mezcla del vapor disminuye.

- **Etapa 4-1:** El sistema se mantiene en contacto con el depósito a T_c , y se somete a un proceso isotérmico reversible, en sentido contrario al de la etapa 2, en el cual vuelve a su estado inicial disipando calor $|Q_c|$ hacia el depósito frío. El ciclo vuelve a su inicio con el cambio de fase de la mezcla a agua líquida saturada. Esta última etapa, es una compresión isentrópica (Smith, Van Ness, & Abbott, 2007).

G. TEOREMA DE CARNOT INVERTIDO

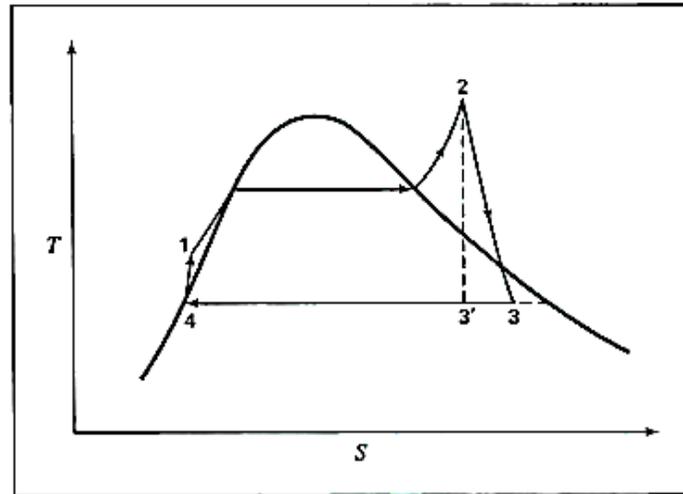
En este caso, el calor absorbido proviene de una fuente de baja temperatura y se disipa hacia los alrededores de manera continua y a una temperatura mayor. Por lo tanto, un ciclo de refrigeración funciona de manera inversa a una máquina térmica. Para que la transferencia de calor sea desde un nivel de temperatura baja a una alta, de acuerdo a lo definido previamente con la Segunda Ley de la Termodinámica, se necesita una fuente externa de energía.

H. CICLOS PARA REFRIGERAR O CALENTAR UN MEDIO

1. Ciclo de compresión de vapor

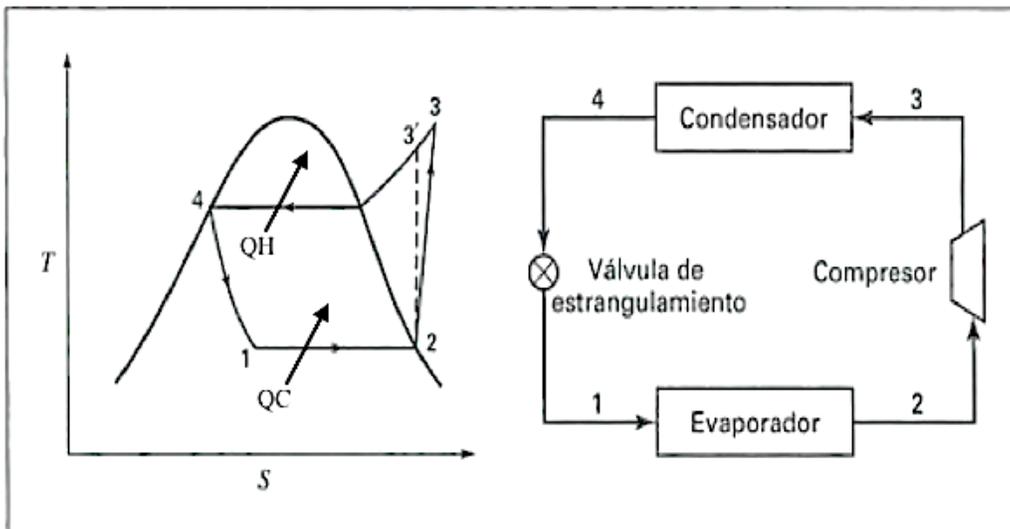
También conocido como el ciclo de refrigeración saturado simple, se representa como el inverso del ciclo de Rankine (Figura 5), ya que el ciclo es el inverso al de potencia práctico simple que se observa en la Figura 6.

Figura 5. Ciclo de Rankine. Ciclo de Potencia Práctico Simple



(Smith *et al.*, 2007)

Figura 6. Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor



(Smith *et al.*, 2007)

El evaporador absorbe el calor disponible o residual (QC) que se encuentra alrededor del intercambiador de calor para realizar el cambio de estado del refrigerante y asegurar la succión de vapor

saturado en el compresor. El condensador, disipa el calor disponible (Q_H) hacia la fuente que se haya seleccionado para transferir su calor y asegurar la entrada de un líquido subenfriado a la válvula de estrangulamiento.

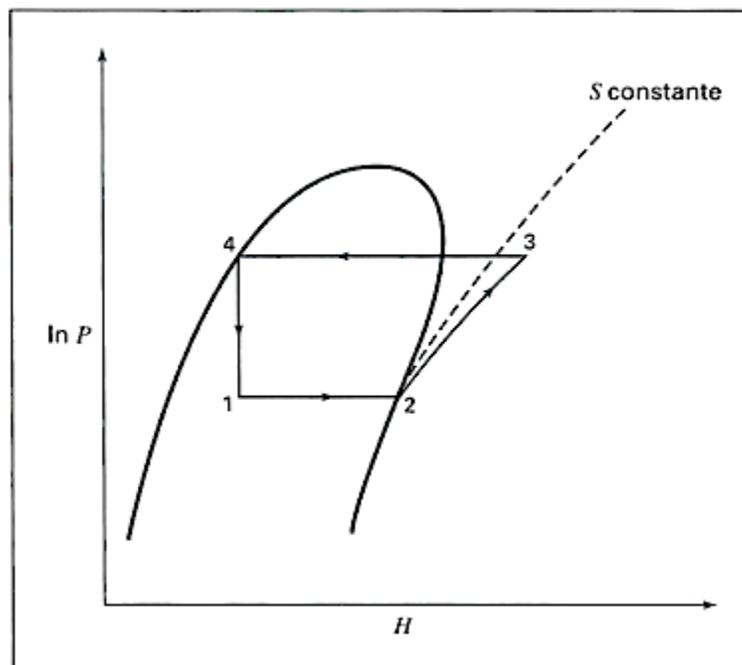
Para conocer las propiedades termodinámicas del refrigerante dentro de la bomba de calor, se utiliza el simulador CoolSelector 2. La ventaja que presenta dicho simulador es que proporciona la capacidad de calefacción del refrigerante a distintas condiciones de operación después de su compresión y la capacidad de refrigeración también. Por medio de esta información, se pueden dimensionar los intercambiadores de calor para alcanzar las condiciones de operación establecidas. Es importante verificar que las capacidades de calefacción y refrigeración deben coincidir con las capacidades calculadas en el ciclo de Rankine en el rango de temperaturas establecido.

Las 4 etapas termodinámicas ocurren de la siguiente manera (Smith *et al.*, 2007):

- **Etapas 1-2:** Se evapora a presión constante una mezcla de líquido-vapor a baja presión y temperatura. Se absorbe calor de la fuente de temperatura baja y se produce un vapor saturado en el punto 2, el cual ya está listo para ser comprimado.
- **Etapas 2-3':** Sucede la expansión isentrópica, la cual no representa la compresión que se está realizando realmente.
- **Etapas 2-3:** Compresión real del sistema, en donde se representa el aumento de la entropía y refleja la irreversibilidad inherente. Entra al compresor como un vapor saturado en el punto 2 y sale del compresor en el punto de 3 como un vapor sobrecalentado.
- **Etapas 3-4:** Entra al condensador como un vapor sobrecalentado en donde transfiere su calor hacia los alrededores o al sistema de interés a una presión constante, disminuyendo su temperatura. Sale del condensador como un líquido saturado en el punto 4, listo para entrar a la válvula de estrangulamiento.
- **Etapas 4-1:** Representa el proceso de estrangulamiento, en el cual el líquido saturado del punto 4 pasa a ser mezcla de líquido-vapor a baja presión y temperatura.

El diagrama de la Figura 7 es utilizado en los ciclos de refrigeración. Se muestran las entalpías requeridas para el funcionamiento del proceso. Idealmente, la evaporación y condensación del ciclo se representan como trayectorias a presión constante, pero en la práctica existen pequeñas caídas de presión debido a la fricción del fluido.

Figura 7. Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor en un Diagrama Presión-Entalpía



(Smith *et al.*, 2007)

I. LA BOMBA DE CALOR

La bomba de calor también es una máquina térmica que funciona bajo el principio del ciclo de Rankine, y se utiliza para el calentamiento de edificios y casas durante el invierno y para enfriar en el verano. El ciclo de Rankine parte del ciclo de Carnot, obviando idealidades para su aplicación práctica. La bomba de calor es un dispositivo que funciona para aumentar la temperatura del calor de bajo grado proveniente de una fuente, para que pueda ser utilizado en aplicaciones como las mencionadas previamente. Se bombea el calor desde una fuente de baja temperatura al disipador de temperatura más alta, utilizando una cantidad pequeña de energía relativa a la energía recuperada. Las bombas de calor

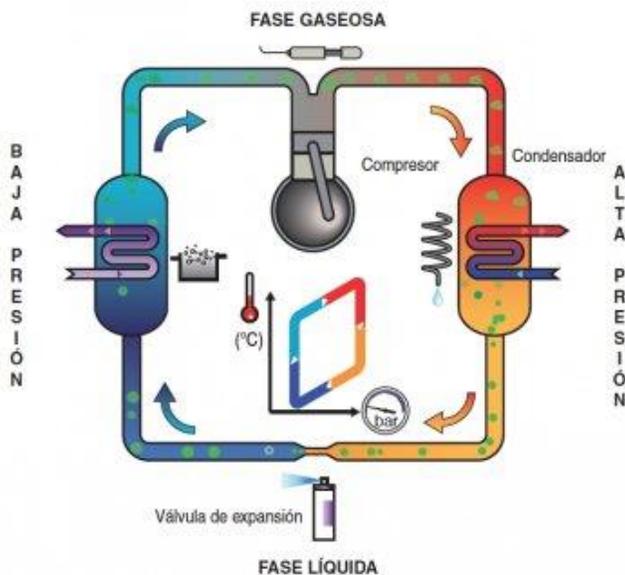
tienen muchas aplicaciones en la industria. Una aplicación común es el uso del calor de bajo grado de los condensadores de una columna destiladora para proporcionar calor al rehervidor del sistema. Las bombas de calor también son utilizadas en los secadores y otras aplicaciones (Sinnott, 2008).

Adicionalmente, si se invierte el flujo del refrigerante y se enfoca su evaporación y su condensación de otra manera, la bomba de calor puede ser utilizada para acondicionamiento de aire durante el verano. Por ejemplo, ahora el refrigerante tiene que entrar al edificio como un vapor después de haber pasado por el estrangulamiento, evaporarse dentro del edificio transfiriendo la baja temperatura del refrigerante para salir como un vapor saturado listo para entrar al compresor y que se condense en los alrededores para repetir el ciclo (Sinnott, 2008).

J. PRINCIPIO DE UNA BOMBA DE CALOR

Si el propósito de la bomba de calor es calentar un edificio, se utiliza la energía térmica del suelo (agua) o de alguna fuente de calor residual, que de preferencia sea agua caliente. El agua es bombeada hacia el intercambiador de calor principal (evaporador), en donde transfiere su calor a la bomba de calor donde está el refrigerante (como HFC-134a). Cuando el refrigerante aumenta su temperatura (absorbe el calor de la fuente residual), fluye a través del evaporador (que se encuentra fuera de la residencia de interés) y llega al compresor en donde su presión y temperatura aumentan. Ahora, pasa por el segundo intercambiador de calor (condensador), en el cual el refrigerante transfiere su calor hacia el fluido de trabajo (agua) la cual se usa para calentar el edificio, o demás, según la aplicación que corresponda. Finalmente, el fluido de la bomba de calor pasa por la válvula expansiva, en donde regresa a la presión inicial y el proceso se repite hasta que sea necesario (Perko *et al.*, 2011). La Figura 8 muestra el principio de una bomba de calor con sus partes y equipos para transferir calor a un radiador.

Figura 8. Principio del funcionamiento de una bomba de calor de baja entalpía



(Perko *et al.*, 2011)

K. Evaporador de simple efecto

Un evaporador es un equipo para la separación o purificación de compuestos. Funciona por medio del calentamiento de la alimentación, y la evaporación del compuesto más volátil. El evaporador de simple efecto está compuesto por un balón principal en el cual se introduce la alimentación, un serpentín a través del cual se hace pasar vapor a alta temperatura, una columna de empaques, dos condensadores y un balón para el producto evaporado. La transferencia de calor se da desde un serpentín hacia la mezcla alimentada. Una vez se calienta lo suficiente, la mezcla empieza a ebullicir y el componente más volátil sube por la columna de empaques en estado gaseoso, es condensado y el producto separado se almacena en fase líquida en el balón (McCabe *et al.*, 2007).

El agua de enfriamiento que se utiliza en los condensadores del sistema de evaporación de simple efecto se calienta por la transferencia de energía térmica del componente caliente que se evapora y pasa a

través de la columna y condensadores. Como resultado, el agua a la salida de los condensadores es una fuente potencial de calor para utilizar en una máquina térmica. El calor residual proveniente del condensador se transferirá al sistema de la máquina térmica para generar un trabajo.

L. BALANCES DE ENERGÍA

Los balances de masa y energía están considerados como estados estacionarios de transferencia de calor.

1. Balances de entalpía en intercambiadores de calor

A continuación, el balance global de energía en donde toda la energía que puede ceder la fuente residual es transferida al refrigerante, asumiendo un escenario adiabático:

Ecuación 3. Balance de energía global

$$Q_c = Q_a \quad (3)$$

Donde:

Q_c = calor cedido por el agua residual en la parte anular del intercambiador de calor.

Q_a = calor absorbido por el refrigerante en la tubería interna del intercambiador de calor.

La energía mecánica, cinética y potencial son términos poco determinantes, cuando se comparan con la energía residual de la ecuación del balance de energía. Para el fluido en cualquiera de las dos corrientes dentro del intercambiador de calor (McCabe *et al.*, 2007):

Ecuación 4. Ecuación para el calor latente

$$m(H_b - H_a) = q \quad (4)$$

Donde:

m = Flujo másico del refrigerante (kg/s)

H_a, H_b = Entalpías de entrada y salida del intercambiador por unidad de masa de la corriente (kJ/kg)

$q = Q/t$ = Velocidad de transferencia de calor dentro de la corriente (kW, kJ/s)

También se simplifica la velocidad de transferencia de calor en el sistema. En el caso de la tubería de la bomba de calor, al momento de no estar absorbiendo o cediendo energía, está circulando en el ciclo y por consecuencia, hay una transferencia de calor con el medio ambiente sin importar que el fluido tenga una temperatura mayor o menor. Al construir un sistema de bomba de calor, se deben aislar correctamente las tuberías para evitar en la medida de lo posible el intercambio de calor con el exterior. Por lo tanto, se desprecia el intercambio mencionado y únicamente se toma en cuenta la transferencia que se da entre los dos fluidos.

Asumiendo que no hay pérdidas de energía en el sistema, y que toda la energía en forma de calor se está transfiriendo del fluido caliente al frío, se obtiene la siguiente ecuación (McCabe *et al.*, 2007):

Ecuación 5. Balance de energía global para dos fluidos

$$q_c = -q_h \quad (5)$$

Donde:

q_c = Velocidad de transferencia de calor absorbida por el fluido frío (signo positivo).

$-q_h$ = Velocidad de transferencia de calor cedida por el fluido caliente (signo negativo, porque pierde calor en vez de ganarlo).

Por lo tanto, utilizando la ecuación 5 y 6, se puede plantear un balance global de entalpías:

Ecuación 6. Balance de energía global para el calor latente de dos fluidos

$$m_h(H_{ha} - H_{hb}) = m_c(H_{cb} - H_{ca}) = q \quad (6)$$

H_{ha}, H_{hb} = Entalpías del refrigerante en el lado de alta presión y temperatura (kJ/kg).

H_{cb}, H_{ca} = Entalpías del refrigerante en el lado de baja presión y temperatura (kJ/kg).

Ahora bien, la tubería exterior de agua caliente de la bomba de calor solo transfiere calor sensible, por lo que los calores específicos son constantes, el balance global se convierte en (si ambos fluidos transfieren calor sensible) (McCabe *et al.*, 2007):

Ecuación 7. Balance de energía global para el calor sensible de dos fluidos

$$m_h C p_h (T_{ha} - T_{hb}) = m_c C p_c (T_{cb} - T_{ca}) \quad (7)$$

Donde:

m_h, m_c = Flujo másico del fluido caliente y frío (kg/s)

$C p_h, C p_c$ = Calor específico del fluido caliente y frío (kJ/kg °C)

$T_{ha} - T_{hb}, T_{cb} - T_{ca}$ = Cambios de temperatura del fluido caliente y frío (°C)

Por último, el balance de energía cuando se transfiere calor sensible desde una fuente residual hacia el evaporador de una bomba de calor, por medio de tubos concéntricos a contracorriente:

Ecuación 8. Balance de energía global para el calor latente y sensible de dos fluidos

$$m_h C p_h (T_{ha} - T_{hb}) = m_c (H_{cb} - H_{ca}) \quad (8)$$

M. COEFICIENTE DE DESEMPEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR (COP)

El coeficiente de desempeño es la razón entre la rapidez de transferencia de energía térmica de la bomba, y la energía requerida por el compresor para hacer el trabajo. El COP del ciclo depende directamente de las diferencias de temperatura en los intercambiadores de calor. Debido a la naturaleza de la definición mencionada anteriormente, un COP con valor mayor a 1 indica un correcto funcionamiento del sistema de enfriamiento o calefacción (Hundy *et al.*, 2016).

1. COP de calentamiento

En el caso de una bomba de calor, se debe relacionar la energía entregada para calentar el medio con la energía consumida del compresor (Hundy *et al.*, 2016):

Ecuación 9. Coeficiente de desempeño de calentamiento

$$COP_H = \frac{Q_H}{W_{neto}} \quad (9)$$

Donde:

Q_H = Energía entregada por el refrigerante (kW)

W_{neto} = Trabajo realizado por el compresor para movilizar el ciclo (kW)

2. COP de enfriamiento

Del lado del evaporador de la bomba de calor, en donde ocurre el enfriamiento, el coeficiente de operación se calcula de la siguiente manera:

Ecuación 10. Coeficiente de desempeño de enfriamiento

$$COP_c = \frac{Q_c}{W_{neto}} \quad (10)$$

Donde:

Q_c = Energía absorbida por el refrigerante

W_{neto} = Trabajo realizado por el compresor para movilizar el ciclo (kW)

N. CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE CALOR

A continuación, se presentan los componentes principales, de construcción y refrigerantes para un sistema de una bomba de calor. Estos, son la base de los cálculos del sistema completo del ciclo del refrigerante.

1. Componentes principales del sistema

a. Compresores

Cuando se aumenta adiabáticamente la presión de un fluido compresible (refrigerante), incrementa también la temperatura. Esta elevación de temperatura representa problemas y es resultado de incrementar el volumen específico del fluido. Por lo tanto, el trabajo requerido para comprimir una libra de fluido es mayor que en el caso de una compresión isotérmica. La instalación de un compresor debe llevarse a cabo correctamente, ya que las temperaturas excesivas ocasionan problemas con los lubricantes, cajas prensaestopas y los materiales de construcción que se utilizan al momento de construir una bomba de calor (McCabe *et al.*, 2007).

La relación de compresión se refiere a la razón entre la presión absoluta de descarga y la de succión en un cilindro compresor, y puede variar hasta ser igual o mayor a 10. En este punto se tiene un aumento excesivo de la temperatura isentrópica. Se debe tomar en cuenta que los compresores reales generan pérdidas de calor por fricción y este calor es absorbido por el gas, alcanzando temperaturas más altas que la temperatura isentrópica. Por lo tanto, es necesario contar con medidas para reducir esta temperatura (McCabe *et al.*, 2007).

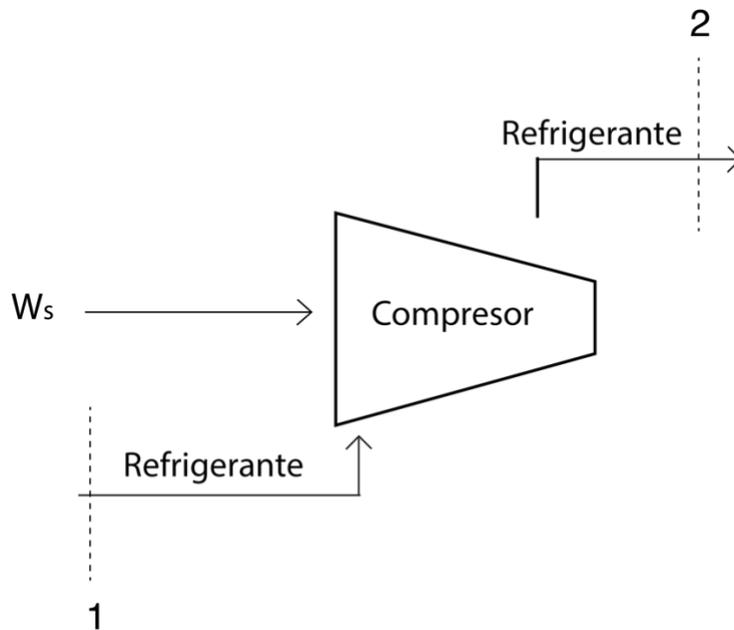
La función del compresor en las bombas de calor es elevar la temperatura del refrigerante, proviene del evaporador, y utilizar este calor para aplicaciones como la preparación de agua caliente o calentamiento de edificios (usualmente para calentar el piso), entre otras. Este proceso para elevar la temperatura requiere llevar un sistema de energía de accionamiento. El tipo de la energía de entrada depende de la solución estructural de la bomba de calor (por ejemplo: electricidad, mecánico o energía química) (Guzda & Szmolke, 2016).

Los compresores se clasifican de la siguiente manera, según cómo se incorporan el motor y el compresor (Martínez & Gómez, 2008):

- **Compresores herméticos:** el compresor y el motor comparten el eje y se alojan dentro del mismo envolvente. La recuperación de calor que se genera en el motor por el refrigerante es mayor.
- **Compresores semiherméticos:** el compresor y el motor comparten el eje, se alojan en distinta envoltura y tienen disponibilidad de ser reparados. Parte del calor que se genera en el motor se recupera en el fluido refrigerante.

En estos sistemas la energía cinética y potencial son despreciables, y se realiza el proceso de compresión con el trabajo de flecha mínimo e ideal para el proceso de compresión adiabático, aumentando la presión y temperatura del refrigerante:

Figura 9. Proceso de compresión en estado estacionario



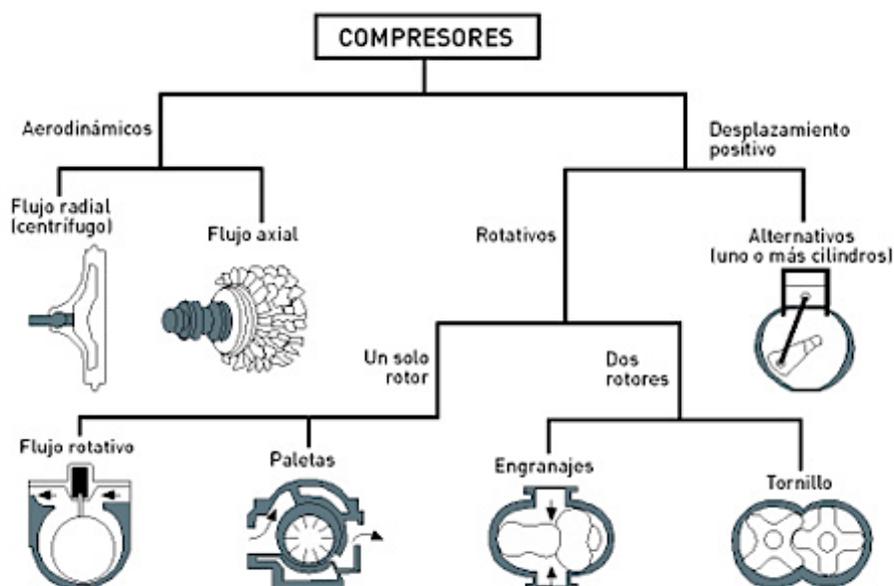
(Smith *et al.*, 2007)

En donde, W_s , es el trabajo de flecha que indica la transmisión de energía mediante un eje rotatorio. El simulador CoolSelector 2 proporciona los distintos compresores que mejor se adecúan a las condiciones de operación establecidas previamente y calculadas por medio del ciclo de Rankine. Los compresores proporcionados por el simulador son marca Danfoss y dependiendo del refrigerante y las temperaturas a alcanzar, compara todos los compresores que podrían funcionar para el ciclo calculado, pero marca en verde el que mejor coincidencia tiene, asegurando el mejor funcionamiento. Además, proporciona las propiedades termodinámicas del refrigerante en todo el ciclo termodinámico, incluyendo el subenfriamiento y sobrecalentamiento.

1) Compresores utilizados en bombas de calor

Generalmente, en las bombas de calor se emplean compresores de desplazamiento positivo y compresores dinámicos, como se muestra en la Figura 10.

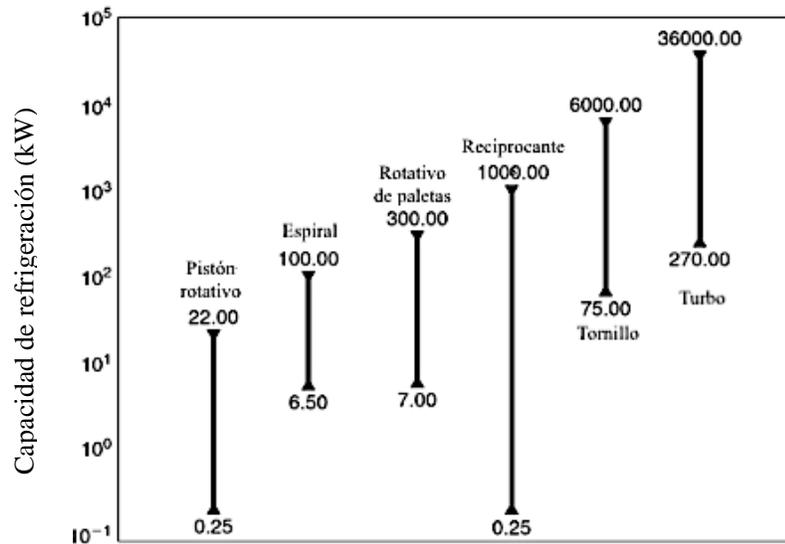
Figura 10. Tipos de compresores



(Hundy *et al.*, 2016)

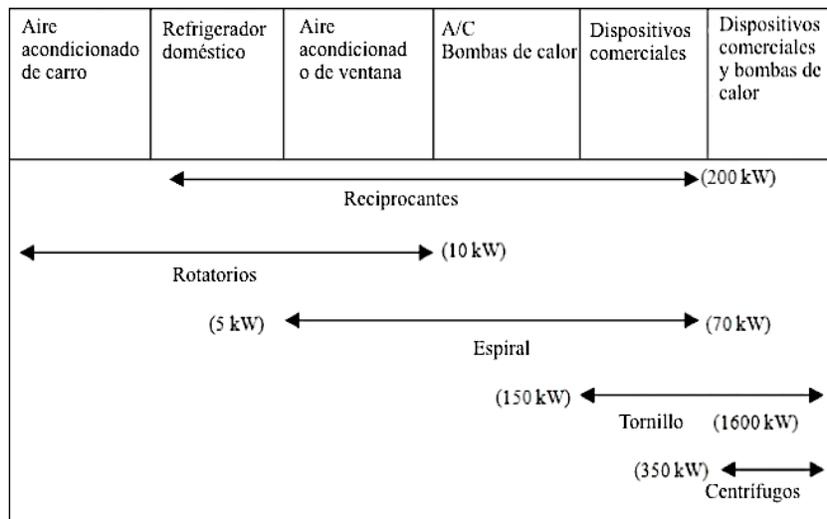
Los compresores de desplazamiento positivo comprimen volúmenes discretos para gases de baja presión, reduciendo físicamente los volúmenes ocasionando una presión en el gas. Por otro lado, los compresores dinámicos aumentan la velocidad del gas de baja presión. Este flujo del gas es lo que ocasiona un aumento en la presión. En las figuras 11 y 12 se muestra el rango aproximado de las capacidades de refrigeración de los compresores y uso cotidiano de tipo de compresores, respectivamente (Hundy *et al.*, 2016).

Figura 11. Rango aproximado de las capacidades de refrigeración por distintos compresores



(Hundy *et al.*, 2016)

Figura 12. Uso cotidiano de distintos tipos de compresores

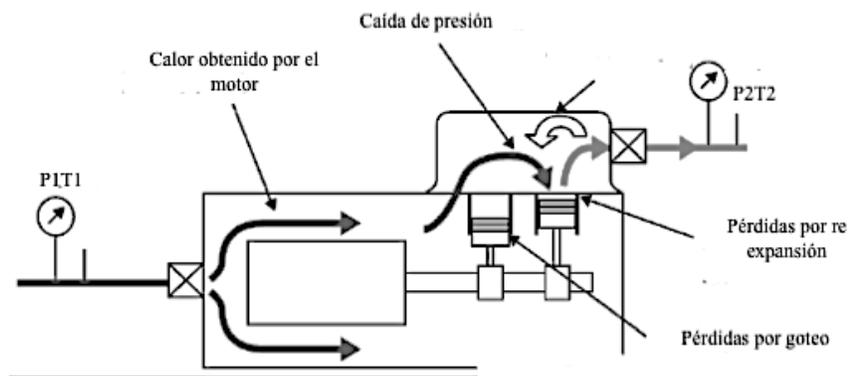


(Guzda & Szmolke, 2016)

2) Eficiencia de los compresores

La cantidad de gas bombeado por el compresor es menor a la cantidad de espacio físico de los cilindros del pistón. En la sección de compresores recíprocos se describen las pérdidas debido a la reexpansión. Las pérdidas volumétricas en los compresores se muestran en la Figura 13 (Hundy *et al.*, 2016).

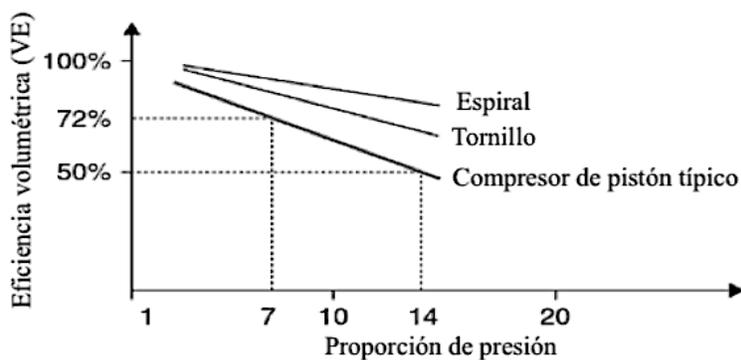
Figura 13. Pérdidas volumétricas en los compresores



(Hundy *et al.*, 2016)

La eficiencia volumétrica (VE, por sus siglas en inglés) contabiliza todas las pérdidas que afectan al flujo del gas en el compresor. Como se muestra en la Figura 14, en la práctica, la VE está relacionada linealmente con la proporción de presión.

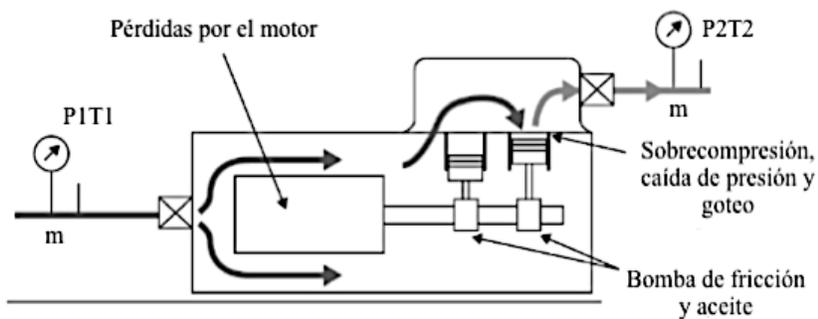
Figura 14. Eficiencia volumétrica típica para varios compresores



(Hundy *et al.*, 2016)

La eficiencia energética de la compresión toma en cuenta la compresión ideal adiabática del proceso. La energía isentrópica de entrada es la cantidad mínima de energía que se requiere para comprimir el el flujo másico del gas de P_1, T_1 a P_2, T_2 . La energía real utilizada excede la energía isentrópica debido a las pérdidas que se describen en la Figura 15.

Figura 15. Pérdidas de energía en un compresor

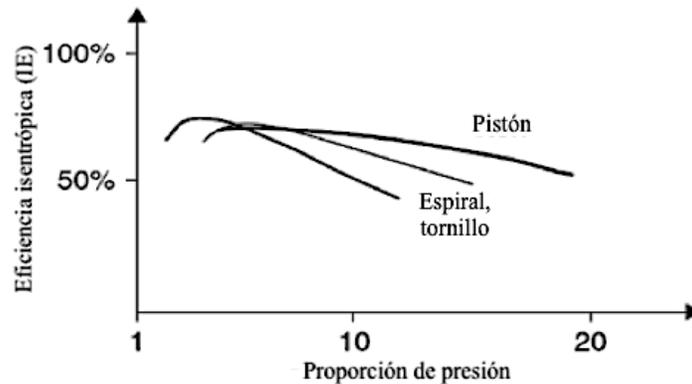


$$\text{Eficiencia isentrópica (IE)} = \frac{\text{Entrada de potencia isentrópica}}{\text{Entrada de potencia actual}}$$

(Hundy *et al.*, 2016)

La magnitud de las pérdidas depende del tipo de compresor utilizado en el sistema. Una estimación adecuada es de 10% de pérdidas del motor (eficiencia del motor del 90%), 10% de pérdidas por fricción y 10% por la transferencia de calor. Una eficiencia alta para un compresor instalado estaría por arriba del 70%. En la Figura 16, se presentan las eficiencias isentrópicas de distintos compresores.

Figura 16. Eficiencia isentrópica típica para distintos compresores



(Hundy *et al.*, 2016)

3) Tipos de compresores

A continuación, se describen los distintos tipos de compresores que se utilizan en un sistema de refrigeración. Cabe notar que no se consideran los compresores dinámicos, ya que estos no se utilizan para la compresión de vapor.

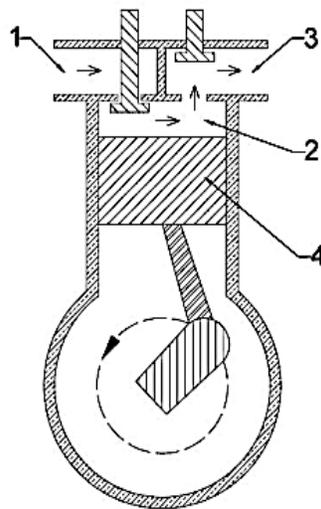
a) Compresores reciprocantes

Son un tipo de compresor de desplazamiento positivo. El principio de su operación está basado en los ciclos de succión, descarga y extrusión del vapor. Debido al movimiento reciprocante realizado por el pistón en un espacio cerrado del cilindro, el vapor o refrigerante se comprime al entrar en el volumen disponible por el movimiento. La característica principal en este tipo de compresores es el cigüeñal, que está diseñado para convertir el movimiento rotatorio del eje impulsor en movimiento reciprocante del pistón (Guzda & Szmolke, 2016). En la Figura 17 se muestra un diagrama del compresor.

Los compresores recíprocos se clasifican según sus características (Guzda & Szmolke, 2016):

- Sistema y número de válvulas,
- Sistema y número de cilindros,
- Construcción de la carcasa del cuerpo del compresor,
- Cantidad de etapas de compresión y el tipo de refrigerante.

Figura 17. Diagrama simplificado de un compresor recíproco



(Guzda & Szmolke, 2016)

Lo que presenta este diagrama simplificado es:

1. Área de succión
2. Área de trabajo
3. Área de presión
4. Pistón del compresor

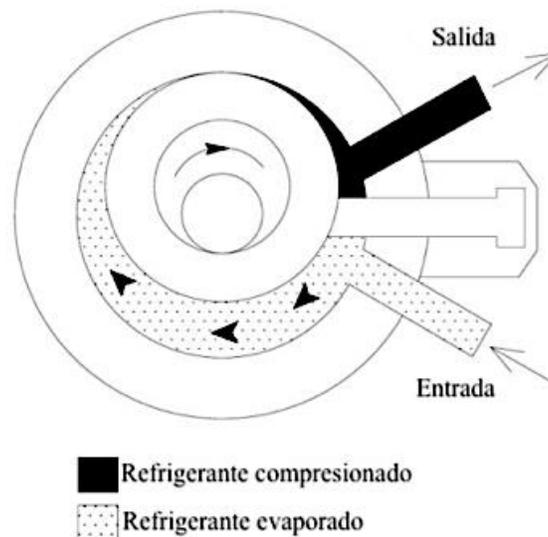
Si queda parte del gas en el espacio libre en la parte superior del cilindro, se debe re-expandir el sistema antes de que entre una carga nueva de refrigerante al cilindro. La válvula de succión no se abrirá hasta que la presión del cilindro sea menor que la de succión. Si el pistón debe viajar más hacia abajo para realizar la re expansión, la presión no disminuye para que se vuelva a abrir la válvula de succión. Con esto, la válvula de succión no se abre y las pérdidas son mayores (Hundy *et al.*, 2016).

b) Compresores rotatorios

Los compresores rotatorios son también del tipo de desplazamiento positivo. Este tipo de compresor facilita su construcción al contar con pistón rotatorio, y eliminar el cigüeñal. Adicionalmente, reduce el ruido relacionado al sonido emitido por los compresores recíprocos (Guzda & Szmolke, 2016).

El principio de su funcionamiento se basa en la compresión del gas por el pistón rotatorio, que está montado excéntricamente en el cilindro. Una hoja, debajo del empuje del resorte, adyacente a la superficie del pistón, divide el espacio del compresor en dos partes: succión y presión. A continuación, en la Figura 18, se muestra el diagrama de un compresor rotatorio (Guzda & Szmolke, 2016).

Figura 18. Diagrama de un compresor rotatorio

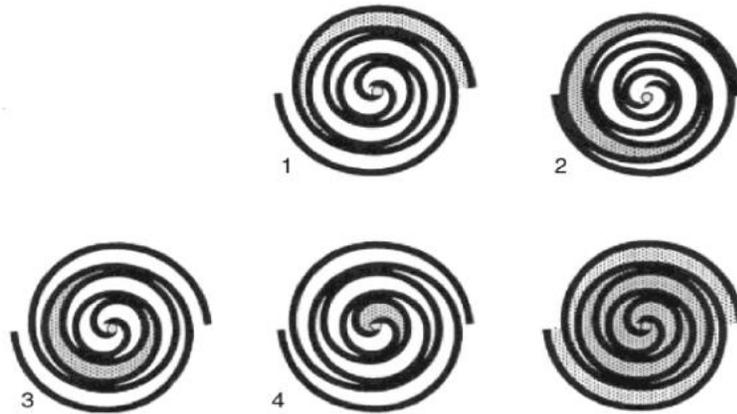


(Guzda & Szmolke, 2016)

c) Compresores de espiral

Son un tipo de compresor de desplazamiento positivo. Dos espirales llevan a cabo el proceso de compresión. El espiral superior está montado de forma fija y el inferior realiza movimientos planetarios. Este movimiento planetario, produce la compresión desde la succión hasta donde se debe aplicar la presión, como se observa en la Figura 19 (Guzda & Szmolke, 2016).

Figura 19. Principio de operación de un compresor scroll



(Hundy *et al.*, 2016)

Durante el movimiento orbital del espiral, el gas se succiona en la parte externa del espiral. La compresión se da al disminuirse el espacio entre los dos espirales. Durante el proceso, hay tres grados de compresión en la parte central del espiral: bajo, medio y alto (Guzda & Szmolke, 2016).

En relación con los compresores recíprocos, los compresores Scroll no cuentan con el espacio muerto o libre al comprimir, lo cual aventaja con una eficiencia cercana al 100% al succionar. El material de sellado entre los espirales es una película muy delgada de lubricante. Para un compresor que funciona con espirales, el radio orbital debe ser el parámetro más importante al momento de diseñar el equipo (Guzda & Szmolke, 2016).

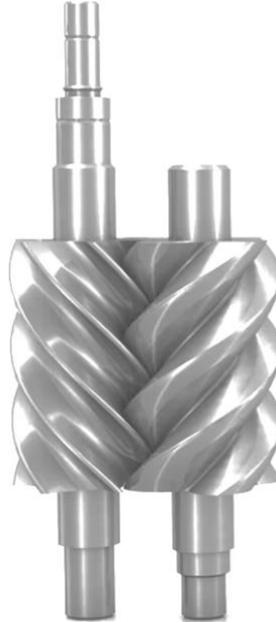
Los compresores de espirales cuentan con las siguientes ventajas, en comparación con los recíprocos:

- Menos partes en movimiento.
- Más pequeños (removiendo el cigüeñal que se utiliza para comprimir el gas).
- Más resistentes al golpe de ariete.
- Ligera variación de la carga dinámica del eje del motor.
- Poca vibración.
- Mayor vida útil.

d) Compresores de tornillo

Los compresores de tornillo son considerados un desarrollo de las bombas de engranajes. Para bombear gas, los perfiles del rotor están diseñados para el ingreso de la mayor cantidad de volumen permisible y para evitar un volumen libre o muerto en donde el rotor engrana. Debido al ángulo de la hélice, los puertos de entrada y salida se disponen en los extremos en lugar del lateral. Las partes sólidas del tornillo se deslizan sobre los puertos para separar una carrera de la otra, de modo que no se necesitan válvulas de entrada y salida (Hundy *et al.*, 2016). La forma más usual de estos compresores cuenta con rotores con engranajes gemelos en ejes paralelos, como se observa en la Figura 20.

Figura 20. Engranajes gemelos habituales en un compresor de tornillo



(Hundy *et al.*, 2016)

Los compresores de tornillo emplean un par de rotores helicoidales que se unen para compresionar el refrigerante entre ellos. En estos es posible generar una alta presión por una cantidad pequeña de gas succionada, y el consumo de energía es menor que el de los compresores recíprocos. Tienen una inversión inicial relativamente baja y costos de mantenimiento bajos y medios, en comparación a los otros tipos. Por otro lado, cuentan con un tiempo de vida corto comparado con otros diseños, y dificultad para girar rápidamente al ser empleados en ambientes no controlados y con contaminación.

4) Selección de compresores

Para seleccionar el compresor adecuado para instalar en una bomba de calor, se debe tomar en cuenta el requerimiento de la energía térmica de la máquina, los parámetros de instalación y el tipo de refrigerante utilizado. En adición a estos parámetros, en la etapa de diseño, las condiciones de operación

del compresor tienen que ser determinadas. En la Figura 21 se presentan algunas de las características de operación de los compresores en las bombas de calor (Guzda & Szmolke, 2016).

Figura 21. Características de operación de compresores en bombas de calor

Característica del tipo de compresor	Reciprocantes	Rotatorios Espiral Tornillo	Centrífugos
Tipo de compresión	Estático	Estático	Dinámico
Medio del flujo	Pulsátil	Continuo	Continuo
Uso de elementos estructurales	Significante	Leve	Leve
Sensibilidad a la humedad en el vapor refrigerante	Grande	-	Poco

(Guzda & Szmolke, 2016)

b. Válvulas expansivas

La válvula de expansión termostática fue el primer dosificador que se empleó comúnmente en las bombas de calor. Debido a que este dispositivo permite que el líquido fluya únicamente en una dirección, tiene que conectarse una válvula de retención en paralelo, con el fin de que el flujo se invierta para otro modo de funcionamiento. Esta válvula se puede utilizar para dos aplicaciones en la bomba de calor (Whitman & Johnson, 2000):

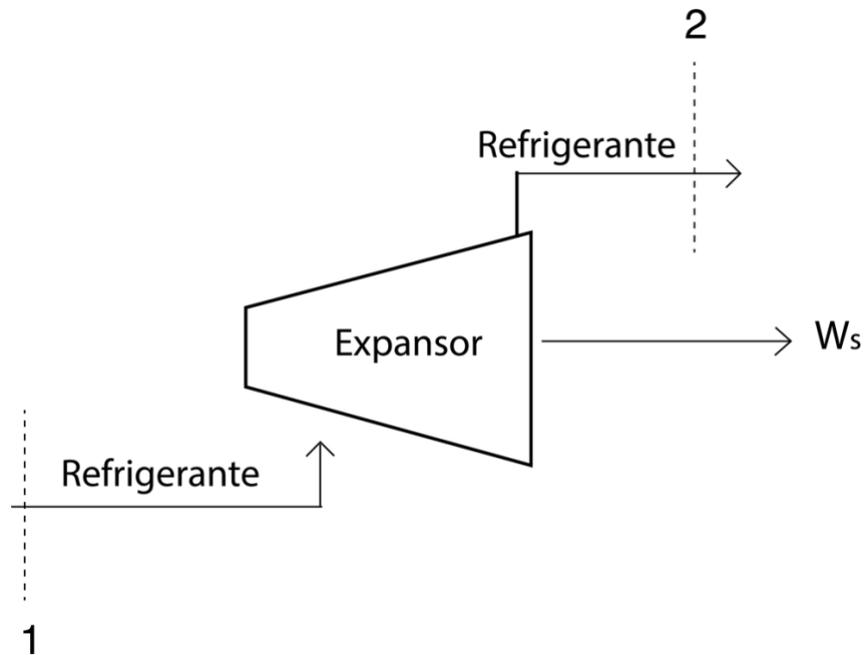
1. Si la bomba de calor está funcionando para enfriamiento, la válvula necesita dosificar el flujo del líquido refrigerante hacia la unidad interior.
2. Cuando se utiliza la bomba de calor para calefacción, la unidad interior funciona como un condensador y el líquido necesita poder moverse libremente hacia la unidad exterior.

En resumen, el líquido fluye por la válvula de retención durante el invierno y se dosifica a través de la válvula de expansión termostática durante el ciclo de verano.

El propósito de la válvula expansiva es controlar el flujo de refrigerante desde la alta presión que tiene en el condensador del sistema hacia la sección de baja presión, en el evaporador. En la mayoría de los casos, la reducción de presión se alcanza con un orificio de flujo variable, ya sea modulante o de dos posiciones. Las válvulas expansivas se pueden clasificar de acuerdo con el método de control (Hundy *et al.*, 2016).

La expansión consiste en la conversión eficiente de la energía interna del refrigerante que proviene del lado de alta presión y temperatura de la bomba de calor en un trabajo de flecha, para disminuir su temperatura y presión, disipando calor al medio ambiente:

Figura 22. Flujo en estado estacionario a través de una válvula de expansión



(Smith *et al.*, 2007)

1) Válvulas de expansión termostática

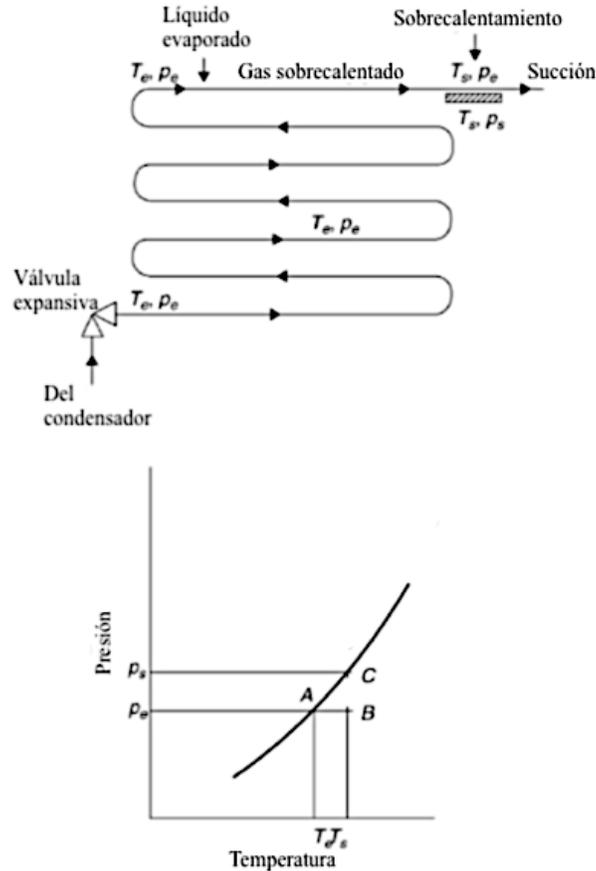
Los circuitos de expansión directa deben ser diseñados e instalados de manera que no haya riesgo de que el líquido refrigerante regrese al compresor. Para asegurar esta situación, la superficie de

intercambio de calor en el evaporador debe calentar la mezcla líquido-vapor para lograr obtener un vapor saturado y sobrecalentarlo antes de ingresar al compresor, y así evitar el ingreso de líquido (Hundy *et al.*, 2016).

Las Válvulas de Expansión Termostáticas (TEVs, por sus siglas en inglés), para tales circuitos, incorporan un mecanismo que detecta el gas sobrecalentado saliendo del evaporador, en el último tramo del intercambiador del calor antes de ingresar a la línea de succión del compresor, como se observa en la Figura 21.

Al igual que los compresores, el simulador CoolSelector 2 proporciona las distintas válvulas de expansión termostáticas que mejor se adecúan a las condiciones de operación previamente y calculadas por medio del ciclo de Rankine. Indica qué tipos de válvulas no pueden funcionar por la capacidad de refrigeración de trabajo y la sensibilidad de cada una a los cambios de operación en el sistema. De igual forma, comparan todas las válvulas disponibles y se marca en verde la que mejor coincidencia tiene, asegurando el mejor funcionamiento. Se recomienda no seleccionar una válvula que opere con el 100% de apertura porque si aumenta la capacidad de calefacción dentro del sistema, la válvula no funcionará adecuadamente y dejará de funcionar.

Figura 23. Estado del refrigerante en el evaporador en una bomba de calor



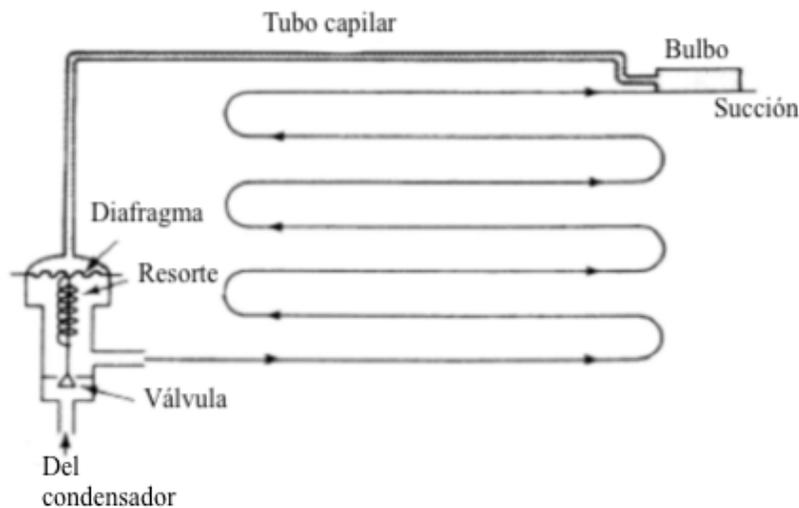
(Hundy *et al.*, 2016)

El refrigerante se evapora en el evaporador a T_e, P_e hasta que es completamente vapor saturado como se observa en el punto A de la Figura 21. Luego se sobrecalienta a las condiciones T_s, P_e cuando pasa por la línea de succión, punto B . Un contenedor separado, en paralelo con el intercambiador de calor, contiene el mismo refrigerante que está utilizando la bomba de calor y se encuentra a una temperatura T_s y una presión P_s , y la diferencia de presiones $P_s - P_e$ representado por $C - B$ en la Figura 23 es una señal directamente relacionada con la cantidad de sobrecalentamiento (Hundy *et al.*, 2016).

Las válvulas expansivas termostáticas básicas tienen un detector y un dispositivo de alimentación, cargado con el mismo refrigerante que el circuito. La presión P_s que se genera en el bulbo es ocasionada

por el gas sobrecalentado y se iguala a través del tubo capilar en la cabeza del diafragma de la válvula. Un resorte ajustable o moldeable provee el balance de la diferencia de presiones entre $P_s - P_e$ con el diafragma, y el vástago del sistema se une en el centro. Se presenta el sistema en la Figura 24.

Figura 24. Válvula de expansión termostática de Danfoss. (a) Circuito, (b) Sección transversal



(Hundy *et al.*, 2016)

Ahora bien, se pueden presentar dos casos especiales para que la válvula se accione y cumpla con su función (Hundy *et al.*, 2016):

1. Si la temperatura del vapor sobrecalentado disminuye por cualquier razón, habrá riesgo de que ingrese líquido en el compresor. La temperatura en el bulbo disminuirá y la presión que llega al diafragma disminuirá y perderá su equilibrio. Entonces, el resorte compensará la presión y empujará hacia arriba al diafragma para cerrar la válvula. El resultado de este cambio evitará que entre refrigerante al sistema.

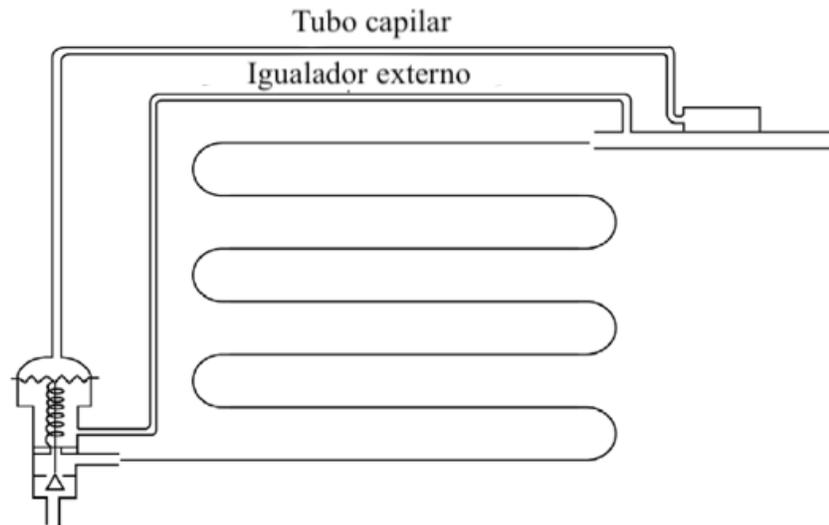
2. Si se aumenta la temperatura del vapor sobrecalentado y la presión en el diafragma aumenta, el resorte ahora recibirá una mayor presión y realizará un movimiento vertical hacia abajo, abriendo más la válvula permitiendo el paso de más refrigerante para compensar las condiciones.

2) Válvula termostática con compensación externa

La válvula termostática simple depende de la presión que tiene el diafragma, la cual es aproximadamente igual a la que se encuentra en la salida del evaporador, cerca de la línea de succión, antes del compresor. Las pequeñas caídas de presión se pueden acomodar ajustando el resorte del sistema (Hund *et al.*, 2016).

El serpentín del evaporador está dividido en un número de pases paralelos, en los cuales un dispositivo de distribución con una pequeña caída de presión es utilizado para asegurar el mismo flujo alrededor de cada pase del serpentín (caídas de presión entre 1 - 2 bar son comunes). Con esto, se tiene una cantidad finita más grande entre la presión entre el diafragma y en la entrada del serpentín del evaporador. Para corregir esto, el cuerpo de la válvula es modificado y se acomoda al centro de la cámara una compensación la cual va conectada hacia el final del espiral, cerca de la posición del bulbo. Muchas válvulas expansivas cuentan con una compensación externa, como se observa en la Figura 25.

Figura 25. Válvula termostática con compresión externa



(Hundy *et al.*, 2016)

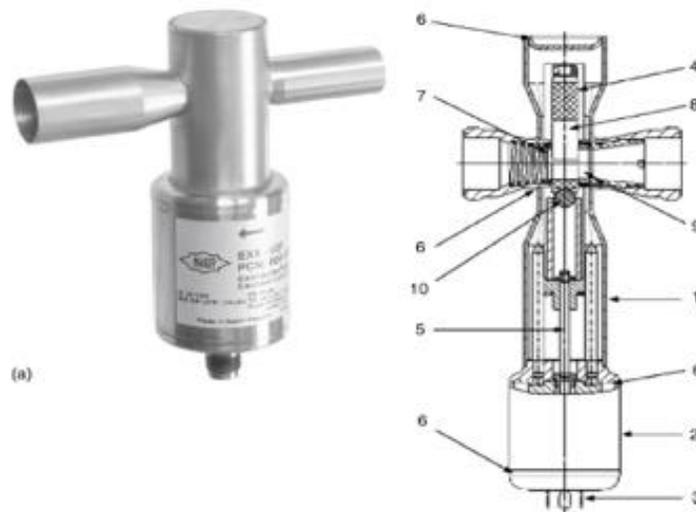
3) Válvulas de expansión electrónicas

La válvula del tipo de expansión electrónica ofrece un mayor grado de control y protección al sistema. Se muestra una imagen de una válvula de este tipo en la Figura 26. Los beneficios son (Hundy *et al.*, 2016):

1. Control preciso del flujo dentro de un amplio rango de capacidades.
2. Rápida respuesta a los cambios de carga.
3. Mejor control a sobrecalentamiento bajo para que se requiera menor superficie del evaporador por sobrecalentamiento. El aumento de superficie para la evaporación resulta en mayor temperatura de evaporación y mayor eficiencia.
4. La conexión eléctrica entre componentes ofrece una mayor flexibilidad en el diseño del sistema, lo cual es importante para sistemas compactos.
5. La válvula se puede cerrar cuando se apaga el sistema, que elimina la necesidad de una válvula solenoide de cierre adicional.

Los tipos de válvulas electrónicas según el flujo se dividen en tipo de flujo continuo, en el que el tamaño del orificio es variado por un motor de pasos, y tipo de modulación por ancho de pulsos (PMW, por sus siglas en inglés de pulse-width modulation). En cada caso se utiliza un controlador junto con la válvula. El controlador está preconfigurado para el refrigerante y el tipo de válvula, y recibe la información por medio de sensores. Por ejemplo, la presión y temperatura al final de evaporador, lo cual permite determinar el sobrecalentamiento. La señal de salida a la válvula inicia el ajuste del orificio. En el caso de la válvula PMW, una relación entre la apertura y el cierre determina la capacidad de la válvula. La válvula está abierta o cerrada, y cada intervalo de tiempo de pocos segundos incluirá un periodo de apertura dependiendo de la señal (Hundy *et al.*, 2016).

Figura 26. Válvula de expansión electrónica de Emerson Technologies. (a) Vista exterior



(Hundy *et al.*, 2016)

4) Tubos capilares

El orificio variable de la válvula de expansión puede ser reemplazado, en sistemas pequeños, por un tubo largo y delgado. Este es un dispositivo no modulado y tiene ciertas limitaciones, pero da un control razonablemente efectivo sobre una amplia gama de condiciones si se selecciona y emplea correctamente. El tubo capilar se utiliza casi exclusivamente en sistemas pequeños de aire acondicionado

y es autorregulado dentro de ciertos parámetros. El caudal másico es una función de la diferencia de presión y el grado de subenfriamiento del líquido en la entrada. El incremento de la temperatura ambiente resulta incrementar la carga en el espacio acondicionado y la presión de condensación aumenta, forzando un mayor flujo de refrigerante (Hundy *et al.*, 2016).

Los orificios del tubo se encuentran entre 0.8-2 mm con longitudes entre 1-4 m son muy comunes. El tubo capilar se instala en equipos probados y construidos en fábrica con cargas de refrigerante exactas. No es aplicable a sistemas instalados en campo.

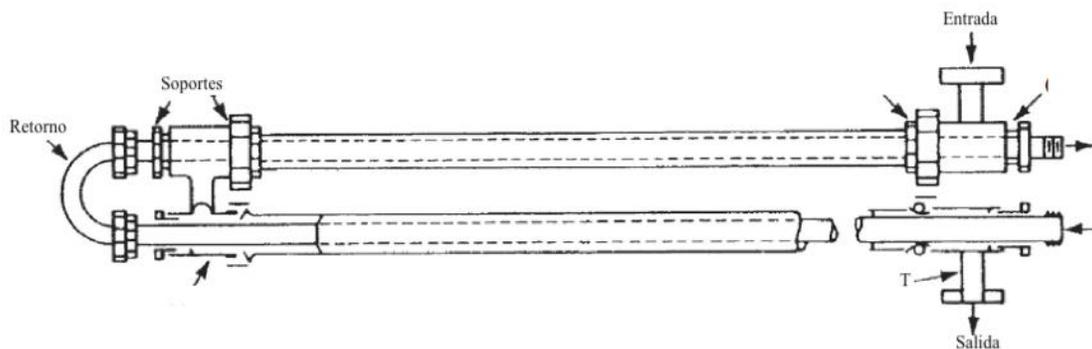
c. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo que transfiere calor de un sistema o fluido a otro con temperatura diferente. En este equipo se emplean los mecanismos de transferencia de calor de convección y conducción (McCabe *et al.*, 2007).

1) Intercambiador de calor de tubos concéntricos

Un intercambiador de calor de tubos concéntricos o de doble tubo consiste en dos tuberías de distinto diámetro, dispuestas una dentro de la otra. Estos intercambiadores de calor suelen estar colocados como pines para el cabello, teniendo retornos en U, como se muestra en la Figura 27.

Figura 27. Intercambiador de calor de tubos concéntricos simple



(Serth & Lestina, 2014)

Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos usualmente son utilizados en aplicaciones que involucran relativamente tasas de flujo bajas y altas temperaturas o presiones, para las cuales son muy adecuados. Otra de las ventajas es que tienen un bajo costo de instalación, fácil mantenimiento y alta flexibilidad. Las vueltas que se le quieran dar al serpentín pueden ser fácilmente moldeables para adicionar o disminuir la cantidad o incluso, pueden ser acomodados cómo mejor se adapten en el espacio que se quiera instalar. Cuando la superficie de transferencia de calor no excede los 100 - 150 ft², estas instalaciones son adecuadas (Serth & Lestina, 2014).

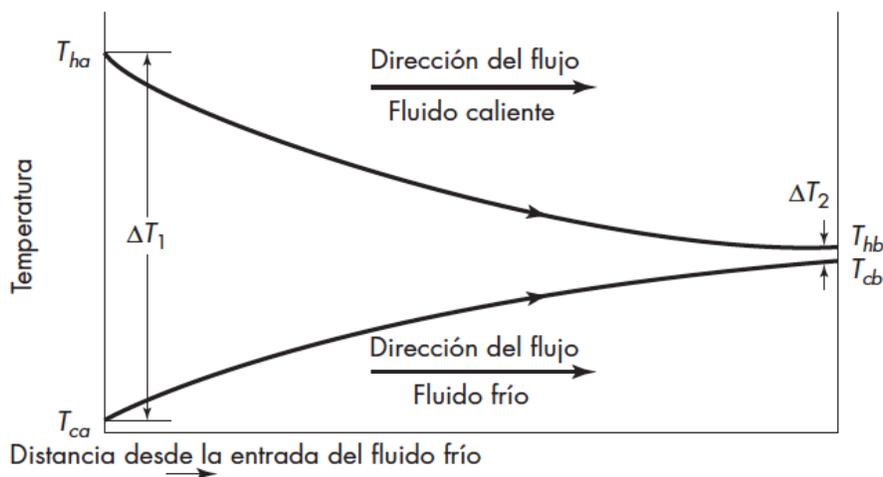
2) Tipos de flujo

Para la transferencia de calor de un sistema a otro, se plantean tipos de flujos.

a) Flujo en paralelo

En este tipo de flujo, el refrigerante está en la tubería interna y el agua caliente en la externa, y entran en el mismo lado del intercambiador de calor. Fluyen con la misma dirección para dar una diferencia de temperatura significativa al final del trayecto. Para alcanzar el equilibrio térmico, el fluido caliente transfiere su energía al fluido de menor temperatura y éstas llegan a ser similares al salir del sistema, como se observa en la Figura 28.

Figura 28. Intercambiador de calor de flujo paralelo

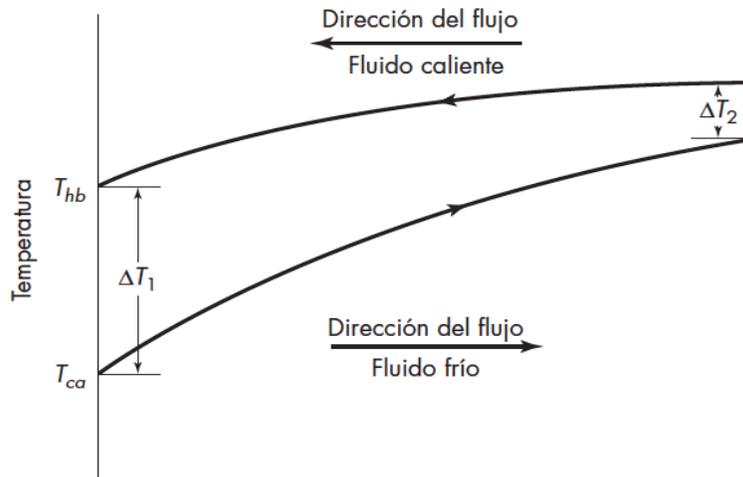


(McCabe *et al.*, 2007)

b) Flujo a contracorriente

Se tiene un contraflujo cuando los fluidos viajan en dirección opuesta. El agua caliente entra por la tubería externa desde la parte superior del intercambiador de calor y el refrigerante por la parte inferior de la tubería interna. Después del paso a través del intercambiador, la temperatura del fluido más frío se aproxima a la temperatura de entrada del fluido caliente. Este intercambiador de calor resulta más eficiente que el flujo en paralelo, ya que resulta en la temperatura de salida más alta para el fluido frío y temperatura más baja para la salida del fluido caliente. Un intercambiador a contracorriente se observa en la Figura 29. Para la construcción de la bomba de calor, se propone el uso de este tipo de flujo debido a que la temperatura de salida de uno de los fluidos deberá ser la temperatura de entrada del otro, en caso contrario se utilizará el flujo en paralelo.

Figura 29. Intercambiador de calor a flujo contracorriente



(McCabe *et al.*, 2007)

3) Coeficiente global de transferencia de calor en intercambiadores de calor

Cuando el agua caliente fluye por el espacio anular de las tuberías, la transferencia de calor ocurre de la siguiente manera: el fluido caliente transfiere su calor por convección a la pared de la tubería

interna, por conducción a través de la pared de la tubería, y luego por convección desde la pared de la tubería hacia el fluido con menor temperatura. La fuerza motriz que promueve la transferencia de calor es el gradiente de temperatura entre los fluidos y partes del sistema. Para describir este proceso, el coeficiente global de transferencia de calor, U , se define como (Serth & Lestina, 2014):

Ecuación 11. Ecuación para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

$$q = UA\Delta T_m \quad (11)$$

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor ($W/m^2 K$)

A = Área superficial del intercambiador de calor

ΔT_m = Cambio de temperatura logarítmica de los perfiles de temperatura ($^{\circ}C$)

El área de transferencia de calor, A , es el área superficial de la tubería interna, que puede estar basada entre el diámetro interno o externo. En la práctica, generalmente se utiliza el diámetro externo, por lo tanto (Serth & Lestina, 2014):

Ecuación 12. Área de transferencia de calor

$$A = A_o = \pi D_o L \quad (12)$$

El cambio de temperatura ΔT_m , es la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) entre las dos corrientes de fluidos. Se utiliza este delta debido a que el coeficiente global de transferencia de calor es independiente de la posición de los fluidos dentro del intercambiador de calor (Serth & Lestina, 2014):

Ecuación 13. Cambio de temperatura logarítmica media

$$\Delta T_m = \Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (13)$$

Donde:

$\Delta T_2, \Delta T_1$ = Gradientes de temperatura en las salidas del intercambiador de calor ($^{\circ}C$).

Ahora, de acuerdo con la ecuación del coeficiente global de transferencia de calor, la resistencia térmica presente en el sistema es la siguiente (Serth & Lestina, 2014):

Ecuación 14. Resistencia térmica en un intercambiador de calor

$$R_{th} = \frac{1}{UA} \quad (14)$$

Esta resistencia térmica se compone de tres resistencias en serie: la resistencia convectiva entre el fluido caliente y la tubería interna, la resistencia conductiva de la pared de la tubería, y la resistencia convectiva de la pared de la tubería hacia el fluido de menor temperatura (Serth & Lestina, 2014):

Ecuación 15. Suma de las resistencias térmicas

$$\frac{1}{UA_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (15)$$

Donde:

h_i, h_o = Coeficientes de transferencia de calor convectivos de las corrientes internas y externas.

A_i = Área interna basado en la tubería interna (m^2)

A_o = Área externa basado en la tubería externa (m^2)

k = Conductividad térmica del material que conduce calor (W/ m K)

L = Largo del intercambiador de calor

Ahora, al multiplicar el área externa (A_o) con la ecuación 14:

Ecuación 16. Coeficiente de transferencia de calor sin factores de ensuciamiento

$$U = \left[\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (16)$$

Esta última ecuación es correcta y se puede utilizar únicamente cuando el intercambiador de calor es nuevo y las superficies de transferencia de calor están limpias. Con la mayoría de los fluidos, sin embargo, una película de suciedad será depositada en las superficies de transferencia de calor con el paso del tiempo. Este proceso es ocasionado por el factor de ensuciamiento, el cual es determinante en la disminución del rendimiento del intercambiador de calor, debido a las resistencias térmicas causadas por las películas sucias. El ensuciamiento está representado por R_{Di} y R_{Do} , las cuales representan las

resistencias mencionadas en el interior y exterior de la tubería interna, según su respectiva área superficial. Por lo tanto, la resistencia por la película sucia de la tubería interna (Serth & Lestina, 2014):

Ecuación 17. Factores de ensuciamiento

$$R_{Dth} = \frac{R_{Di}}{A_i} \quad (17)$$

Donde:

R_{Di} = Factor de ensuciamiento de la tubería interna.

Adicionando estas resistencias a la ecuación 15 (Serth & Lestina, 2014):

Ecuación 18. Coeficiente de transferencia global con factores de ensuciamiento

$$U_D = \left[\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + \frac{1}{h_o} + \frac{R_{Di} D_o}{D_i} + R_{Do} \right]^{-1} \quad (18)$$

Donde:

R_{Do}, R_{Di} = Factores de ensuciamiento de la tubería interna y externa ($m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$)

Para diseñar un intercambiador de calor, independientemente de su aplicación, es recomendable realizar el diseño en base a los coeficientes de ensuciamiento, debido a que el equipo debe seguir operando adecuadamente a pesar de que se ensucie. En otras palabras, los factores de ensuciamiento deben de ser elegidos para que el intercambiador de calor tenga un periodo de operación razonable antes de que requiera limpieza. Hay que tomar en cuenta que, con esta base de cálculo, se disminuye el valor del coeficiente global de transferencia de calor y, en consecuencia, aumenta el área de transferencia de calor. Los factores de ensuciamiento son tomados como factores de seguridad en el diseño del intercambiador de calor. En este caso, es necesario proveer más área de transferencia de calor que lo requerido cuando el intercambiador está limpio. Como resultado, las temperaturas de salida van a exceder las especificaciones de diseño del intercambiador de calor limpio (Serth & Lestina, 2014).

Para conocer la cantidad de calor que se transfiere por convección en una tubería, se calcula el coeficiente individual de transferencia de calor:

Ecuación 19. Coeficiente de transferencia de calor por convección

$$h_{i,o} = \frac{Nu(De)}{k} \quad (19)$$

Y para corregir coeficientes individuales por convección se utiliza el siguiente factor de corrección:

Ecuación 20. Factor de corrección para la viscosidad

$$\phi = \left(\frac{\mu_{Tave}}{\mu_{Tw}} \right)^{0.14} \quad (20)$$

2. Componentes de construcción para una bomba de calor

a. Filtros deshidratadores

El refrigerante y el aceite del compresor recorren el sistema cientos de veces cuando se pone en funcionamiento. Con la cantidad de contaminantes que pueden entrar en el sistema, tarde o temprano, habrá fallas en la válvula termostática; se puede obstruir el tubo capilar o componentes del compresor. Estos flujos se deben de mantener libres de humedad o cualquier contaminante (Technologies, 2006).

En el caso de utilizar motocompresores, se deben de tomar en cuenta filtros deshidratadores porque el embobinado del motor y las partes internas del compresor están expuestas a los contaminantes (cárter del compresor) (Technologies, 2006).

Tipos de contaminantes (Technologies, 2006):

- Sólidos: óxidos de cobre, polvo, mugre, partículas de soldadura, limaduras, rebabas, arena. Prácticamente, cualquier residuo sólido que pueda quedar de la construcción del equipo.
- Líquidos: agua, ácidos, solventes, gases no condensables, etc.
- Gaseosos: vapor de agua, aire.

Este tipo de contaminación ocasionaría un aumento en la relación de compresión del compresor, disminuyendo la eficiencia volumétrica, resultando de una menor cantidad de refrigerante bombeado (Technologies, 2006).

Si hay fugas en el lado de baja presión, cuando esta presión es menor que la atmosférica, se produce vacío y los contaminantes pueden entrar al sistema. En este caso, se debe utilizar una bomba de vacío.

Si el sistema está operando a temperaturas y presión anormales, y existe la presencia de humedad y aire en el sistema, es segura la formación de otros compuestos debido a la descomposición química del aceite y el refrigerante. Esto es muy común en compresores herméticos y semiherméticos.

Ecuación 21. Gotas de agua removidas por el filtro deshidratador

$$\begin{aligned} & \textit{Gotas de agua} \\ & = \frac{\textit{Contenido refrigerante(ppm iniciales agua - ppm finales agua)}}{110} \quad (21) \end{aligned}$$

Contenido refrigerante = kg de refrigerante en el sistema.

Ppm iniciales agua = Partes por millón de agua que contiene el refrigerante, antes de ser filtrado.

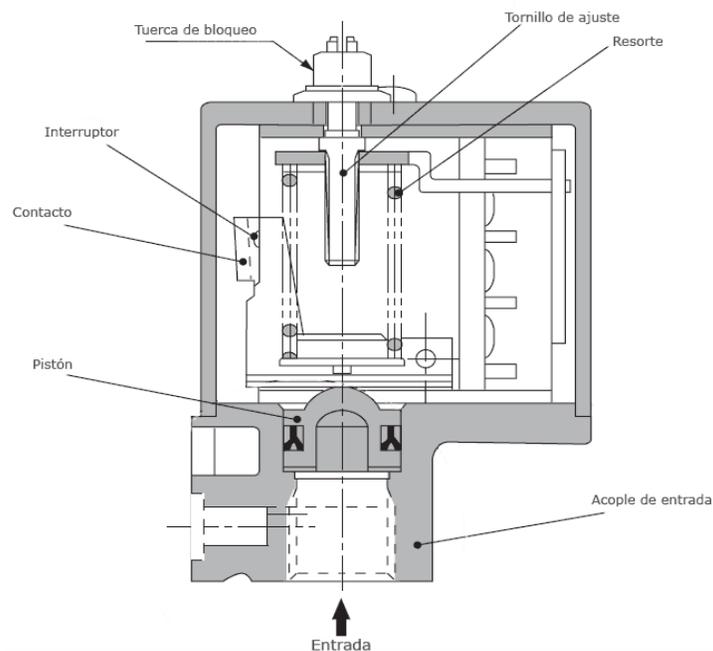
Ppm finales agua = Partes por millón de agua que contiene el refrigerante, después de ser filtrado.

b. Presostatos de seguridad

Son dispositivos que abren o cierran un circuito eléctrico, en dependencia de la lectura que se da del refrigerante en la entrada y salida del compresor (Aldolfo, 2020).

El refrigerante hace una presión en el pistón interno del interruptor, provocando su movimiento hasta que se unen dos contactos. Los presostatos cuentan con un tornillo que permite ajustar la configuración del disparo al aplicar más o menos fuerza sobre el pistón a través del resorte. Normalmente los presostatos se ven como en la Figura 30 (Aldolfo, 2020).

Figura 30. Presostatos de seguridad para ciclos de vapor compresibles



(Aldolfo, 2020)

1) Presostatos de baja y alta

Los presostatos de baja presión son instalados cerca del compresor, justo en la tubería de succión, y se utilizan como un corte de protección para el compresor cuando se tiene lectura de poca presión del refrigerante. Similarmente, la conexión de alta se utiliza cerca de la salida del compresor. Estos equipos se utilizan para evitar que el sistema carezca de refrigerante, y se ocasionen problemas en el sistema.

Como una medida de precaución, para evitar que el compresor se dañe o deje de funcionar, se debe contar con un interruptor de apagado, siempre y cuando la presión de baja caiga abruptamente.

Parte de baja del presostato (Danfoss, 2022):

- Cut in: cuando los contactos regresan a sus condiciones iniciales y permiten que trabaje el compresor.
- Diff: diferencia aritmética entre la presión de cut in y cut out

Parte de alta del presostato (Danfoss, 2022):

- Cut out: algunos presostatos ya tienen su diferencia ajustada y únicamente se elige la presión en la que el presostato le manda la señal al compresor para que deje de operar.

c. Manómetros de alta y baja

Juego de manómetros que se colocan, al igual que los presostatos, cerca de la tubería de succión y descarga del compresor, para tener una lectura de las condiciones de operación. Cuentan con las medidas específicas de presión y temperatura para cada refrigerante.

Este par de manómetros cuenta con una manguera adicional en el centro, normalmente de color amarillo, la cual sirve para cargar el sistema de refrigerante. Durante la operación del sistema, los manómetros permiten evaluar las condiciones de sobrecalentamiento y subenfriamiento.

d. Visor de líquido

Dispositivo metálico en bombas de calor que sirve para observar el estado y humedad del refrigerante por medio de una mirilla de vidrio. Es una manera económica de asegurar el trabajo de una bomba de calor por debajo del nivel seguro. Indica también si hay una caída brusca de presión dentro del sistema o si hay falta de refrigerante (Technologies, 2006).

El exceso de humedad del refrigerante puede ser perjudicial para la válvula de expansión termostática o para el sistema en general. La mejor posición para colocar este dispositivo, según por fabricantes de estos equipos, es después del filtro deshidratador, con el fin de verificar la capacidad de retención de agua (Technologies, 2006).

e. Acumulador de succión

Un acumulador de succión en la línea de succión del compresor funciona para evitar el retorno de refrigerante y/o aceite líquido en grandes cantidades. Por este retorno de flujo, puede haber golpes de líquido o dilución de aceite con refrigerante al compresor, lo cual representaría problemas dado que los compresores están diseñados para únicamente comprimir vapores (Technologies, 2006).

La selección del acumulador en la línea de succión se realiza con base en el *Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado*, tomando en cuenta los siguientes puntos (Technologies, 2006):

1. La regla general utilizada en la industria para la selección del acumulador es la capacidad de retención adecuada (mayor o igual al 50% de la carga total del sistema). Es decir que, en un sistema de temperatura media que opera con R-134a y tiene 5 T.R. (toneladas de refrigeración) de capacidad, el acumulador deberá tener una capacidad para retener 3 kg de líquido.
2. La selección del acumulador debe garantizar mínimas pérdidas de presión en el sistema. En la tabla de selección de catálogo, las capacidades máximas recomendadas en toneladas se basan en una caída de temperatura de 0.28 °C.
3. Finalmente, el acumulador debe funcionar a distintas condiciones de carga. En el catálogo se presentará la capacidad mínima recomendada en toneladas, con base en el retorno de aceite por el acumulador.

f. Válvula solenoide

En la mayoría de los sistemas de refrigeración se utilizan válvulas de solenoide para abrir o detener el flujo en el ciclo del refrigerante, y que éste opere automáticamente. Tiene la misma función que una válvula de paso manual, solo que estas operan eléctricamente (Technologies, 2006).

Partes de una válvula solenoide (Technologies, 2006):

- La válvula tiene un vástago que abre y cierra el sistema, accionado por el campo magnético.
- La Bobina solenoide atrae el émbolo móvil de hierro cuando recibe la corriente eléctrica y se forma un campo magnético dentro.

Las válvulas solenoides de acción directa se utilizan para capacidades pequeñas, debido a que el tamaño de su puerto es pequeño. Las válvulas solenoides operadas por piloto son para capacidades mayores (Technologies, 2006).

En válvulas solenoides de acción directa, el émbolo está conectado mecánicamente con la aguja de la válvula. Se debe energizar la bobina para que el émbolo sea atraído hacia el centro y así, se levante la aguja del orificio y la válvula permita el flujo de fluido (Technologies, 2006).

g. Recibidor de líquido

Recipiente que se encarga de asegurar la succión de líquido hacia la válvula expansiva. Dependiendo de la cantidad de tubería del sistema y de la densidad del refrigerante en el lado de alta y de baja presión, se puede saber la cantidad de refrigerante que puede retenerse durante la práctica. Estos

recibidores de líquido pueden llegar a tener la capacidad de absorber todo el contenido de refrigerante dentro del ciclo de vapor.

3. Materiales de construcción de bombas de calor

Las características más importantes para considerar para la selección del material de construcción de las bombas de calor son (Serth & Lestina, 2014):

a. Propiedades mecánicas

- 1) Tensión-resistencia de rotura
- 2) Rigidez-módulo elástico (Módulo de Young)
- 3) Tenacidad-resistencia a la fractura
- 4) Dureza-resistencia al desgaste
- 5) Resistencia a la fatiga
- 6) Deformación por fluencia lenta
- 7) El efecto de la temperatura alta, temperatura baja y el ciclo térmico de las propiedades mecánicas.
- 8) Resistencia a la corrosión.
- 9) Cualquier propiedad especial requerida, como conductividad térmica, resistencia eléctrica, propiedades magnéticas.
- 10) Facilidad de fabricación-formación, soldadura y fundición.
- 11) Disponibilidad en tamaños estándares-placas, secciones y tubos.
- 12) Precio.

a. Cobre y aleaciones de cobre

El cobre y sus aleaciones se utilizan en procesos químicos, particularmente cuando el calor y la conductividad térmica son factores importantes del proceso. La conductividad térmica del cobre es el doble que la del aluminio y 90% de la de la plata, siendo este último material el mejor conductor (Perry & Green, 1997).

Las tuberías de cobre son de distintos tipos y están designadas por los tamaños estándares de ASTM (American Society for Testing and Materials). Cada tipo representa una serie de tamaños con distintos espesores de pared. Las tuberías de interés para la construcción de bombas de calor son la K, L y

M. El tipo K tiene un espesor de pared más grande que el tipo L, y el tipo L tiene un espesor más grande que la tipo M, para cualquier diámetro dado (Branch, 2020).

1) Aplicación según interés: baja temperatura

Las tablas 14.3 a-e “Copper Tube Handbook” se utilizan para determinar el tipo de tubo de cobre a emplear, considerando los parámetros de presión interna de trabajo. El tubo de cobre tiene excelente ductilidad a temperaturas bajas de hasta -452 F y, el límite elástico y fuerza de tensión aumentan a medida que la temperatura se reduce hasta este punto. Adicional a su excelente conductividad térmica, funciona en aplicaciones a bajas temperaturas como plantas criogénicas, con relación a las propiedades de los intercambiadores de calor (Branch, 2020).

Se presentan las aplicaciones de los tubos de cobre mencionados previamente (Branch, 2020):

- Tipo K:
 - Servicios de agua doméstica y distribución
 - Protección contra incendios
 - Solar
 - Combustible
 - HVAC (Calentamiento, ventilación y aire acondicionado)
 - Aire comprimido
 - Gas natural
 - Gas licuado de petróleo
 - Gas
 - Vacío
- Tipo L:
 - Servicios de agua doméstica y distribución
 - Protección contra incendios
 - Solar
 - Combustible
 - Gas natural
 - Gas licuado de petróleo

- HVAC
- Derretir nieve
- Aire comprimido
- Gas
- Tipo M:
 - Servicios de agua doméstica y distribución
 - Protección contra incendios
 - Solar
 - Combustible
 - HVAC
 - Derretir nieve
 - Vacío

Algunas de las ventajas de utilizar cobre para la construcción de la bomba de calor se describen a continuación (Branch, 2020):

- **Económico:** La combinación de manipular, formar y unir fácilmente el cobre permite ahorros en instalación, material y costos generales. El rendimiento y fiabilidad a largo plazo resulta en menos devoluciones al proveedor.
- **Ligero:** El tubo de cobre no requiere de un espesor que lo haga tan pesado o de tubo roscado del mismo diámetro interno. Esto significa que tiene menor costo transportarlo, se manipula fácilmente y, cuando está instalado, ocupa menos espacio.
- **Formable:** Como el tubo de cobre puede ser maleable y formado, con frecuencia es posible eliminar codos y uniones. Su maleabilidad permite que el tubo siga contornos y curvas de casi cualquier ángulo.
- **Uniones:** La tubería de cobre puede ser unida con accesorios capilares. Estos accesorios ahorran material y lo hacen suave, limpio, fuerte y a prueba de fugas. No se necesita mayor grosor de tubería si se le hace rosca al material.

- **Seguro:** La tubería de cobre no se quema o se descompone en gases tóxicos. Por lo tanto, no conduce el fuego hacia pisos, paredes o techos. Además, no se necesitan compuestos orgánicos para su instalación.
- **Duradero:** Tiene una excelente resistencia a la corrosión e incrustación, alto grado de fuerza mecánica, resistencia a altas temperaturas y a la degradación por UV. No requiere de servicio continuo, lo cual se traduce a sistemas duraderos.
- **Es 100% reciclable.**

b. PLÁSTICOS

La utilización de los plásticos como materiales resistentes a la corrosión ha aumentado en construcciones de plantas químicas. También son ampliamente utilizados en plantas de alimentos y bioquímicas. Se dividen en dos clases (Towler & Sinnott, 2008):

1. Materiales termoplásticos, los cuales se ablandan cuando se aumenta la temperatura; por ejemplo, Cloruro de Polivinilo (PVC) y polietileno.
2. Materiales termoestables (termoendurecibles), que tienen una estructura rígida y reticulada; por ejemplo, el poliéster o las resinas epóxicas.

El esfuerzo mecánico y la temperatura de operación de los plásticos es bajo en comparación con los metales. Sus propiedades pueden ser modificadas mediante la adición de rellenos y compuestos plastificantes. Al ser reforzados con fibras de vidrio o carbono, los plásticos termoestables pueden llegar a tener la fuerza equivalente a la del acero y se pueden utilizar en sistemas o tuberías de alta presión. A diferencia de los metales, los plásticos son inflamables. Los plásticos se pueden considerar como complementos de los metales para la resistencia a la corrosión. Generalmente, tienen buena resistencia a los ácidos diluidos y sales inorgánicas, pero se degradan con solventes inorgánicos que no atacan a los metales. Otra diferencia con los metales es la capacidad del plástico de absorber los solventes, causando reblandecimiento (Towler & Sinnott, 2008).

1) Tuberías de polietileno

El PE en las tuberías consiste en un polímero de polietileno al cual se le han agregado cantidades muy pequeñas de colorante, estabilizadores, antioxidantes y otros ingredientes para mejorar las propiedades del material y protegerlo durante su proceso de manufactura, almacenamiento y servicio. El

PE de las tuberías se clasifica como termoplástico porque se ablanda y derrite cuando se calientan lo suficiente, y se endurece cuando se enfría, un proceso que es reversible y repetible (Sixsmith & Hanselka, 1997). Adicionalmente, el Polietileno de Alta Densidad funciona como un gran aislante en sistemas de refrigeración.

c. REFRIGERANTES

Las especificaciones con las que un refrigerante debería cumplir se listan a continuación. Sin embargo, no existen refrigerantes que cumplan con todas las características descritas (Hundy *et al.*, 2016):

- Calor latente de vaporización alto
- Alta densidad de gas de succión
- Presiones positivas, pero no excesivas a las condiciones de evaporación y condensación
- Temperatura crítica y punto triple fuera del rango de trabajo
- Químicamente estable, compatibles con materiales de construcción y miscibles con lubricantes
- No corrosivos, no tóxicos y no inflamables
- Alta fuerza dieléctrica
- Amigable con el medio ambiente
- Bajo costo

1) R-134a

El R134a se utiliza principalmente en sistemas de aire acondicionado o bombas de calor, y ha reemplazado al R22 en muchas aplicaciones. Tiene una presión relativamente baja y necesita un desplazamiento del 50% mayor del compresor, si se compara con el R22. Este refrigerante ha sido utilizado de manera muy satisfactoria en enfriadores de tornillo, en donde las longitudes de tubería corta minimizan los costos asociados con tubería más grande. También se utiliza en sistemas en los cuales las temperaturas de condensación son extra altas y en aplicaciones de transporte. Finalmente, se tienen los refrigerantes HFO (hidrofluoroolefinas) considerados por su bajo Potencial de Calentamiento Global (GWP), como el R1234yf y el R1234ze, los cuales operan a presiones muy parecidas al R134a y pueden ser considerados como buenas alternativas. Sin embargo, tienen un costo relativamente alto, en relación con los otros refrigerantes descritos, y son inflamables (Hundy *et al.*, 2016).

O. ANÁLISIS TERMODINÁMICO PARA LA BOMBA DE CALOR

A continuación, se incluye el análisis termodinámico de los cuatro componentes principales de una bomba de calor.

1. Compresor

Para el análisis del compresor en un sistema de compresión de vapor, primero se debe calcular el trabajo del ciclo isentrópico:

Ecuación 22. Potencia requerida por el compresor en un ciclo isentrópico

$$W_{s(isentrópico)} = \dot{m}(H_3' - H_2) \quad (22)$$

Donde:

H_3' = Entalpía del refrigerante sobrecalentado, justo después de la compresión (kJ/kg)

H_2 = Entalpía de vapor saturado, justo antes de ser succionado por el compresor (kJ/kg)

Ahora, cuando se agregan eliminan las idealidades y se disminuye la eficiencia del compresor:

Ecuación 23. Potencia del compresor con eficiencia

$$W_{s(\eta)} = \frac{\dot{m}(H_3' - H_2)}{\eta} \quad (23)$$

Donde:

η = Eficiencia del compresor.

2. Válvula expansiva

Para el tipo de válvula expansiva necesaria en el ciclo de compresión de vapor, se debe conocer el subenfriamiento que tendrá el condensador, según de las toneladas de refrigeración del sistema. Normalmente, cuando se utiliza un simulador de sistemas de refrigeración, se elige el subenfriamiento del intercambiador y se ajusta el valor. Por lo tanto, la ecuación es la siguiente:

Ecuación 24. Remoción de calor por la válvula expansiva

$$\Delta Q_{\text{subenfriamiento}} = \frac{Q_c}{F_{\text{subenfriamiento}}} \quad (24)$$

Donde:

Q_c = Calor absorbido por la fuente para realizar su cambio de fase (kJ)

F = Factor de subenfriamiento del refrigerante antes de ingresar a la válvula expansiva (adimensional)

3. Condensador

El cambio de estado por la transferencia de calor latente se define como:

Ecuación 25. Cambio de estado del refrigerante en el condensador

$$Q_H = \dot{m}(H_3 - H_4) \quad (25)$$

4. Evaporador

El cambio de estado por transferencia de calor latente se define como:

Ecuación 26. Cambio de estado del refrigerante en el evaporador

$$Q_c = \dot{m}(H_2 - H_1) \quad (26)$$

P. CARACTERÍSTICAS DE LOS FLUIDOS

1. Calor específico

Cantidad de calor necesaria para elevar en 1 °C, la temperatura de 1 kg de agua.

Ecuación 27. Ecuación para el calor específico del agua

$$Q = C_p \dot{m} \Delta T \quad (27)$$

Donde:

C_p = calor específico del agua (J/kg °C)

2. Velocidad lineal

Es la relación entre el caudal (flujo volumétrico) y el área de la sección transversal por la que está fluyendo el fluido. Se calcula de la siguiente manera (McCabe *et al.*, 2007):

Ecuación 28. Velocidad lineal de un fluido

$$\bar{V} = \frac{\dot{Q}}{S} \quad (28)$$

Donde:

\dot{Q} = Caudal del fluido (m³/s)

S = Sección transversal de la tubería (m²)

\bar{V} = Velocidad lineal (m/s)

3. Viscosidad

En un fluido la viscosidad varía con el cambio de la temperatura y es mayor cuando el peso molecular aumenta. En el caso de los líquidos, un aumento de la velocidad lineal no ocasiona un aumento de temperatura, como en los gases (McCabe *et al.*, 2007).

a. Viscosidad cinemática

Es la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad de un fluido a las condiciones específicas de trabajo.

Ecuación 29. Viscosidad cinemática de un fluido

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (29)$$

Donde:

μ = Viscosidad dinámica del fluido (kg/m s)

ρ = Densidad del fluido (kg/m³)

ν = Viscosidad cinemática del fluido (m²/s)

b. Viscosidad dinámica

Es la resistencia de las moléculas de un fluido al movimiento, y determina las fuerzas que lo mueven y lo forman.

4. Flujo másico

Es el producto de la velocidad promedio, la densidad del fluido a las condiciones de trabajo y el área de la sección transversal de la tubería por la que fluye. El flujo de masa en la entrada es igual al de la salida, por la suposición del trabajo con flujos de masa estacionarios. La ecuación es la siguiente (McCabe *et al.*, 2007):

Ecuación 30. Flujo másico de un fluido

$$\dot{m} = \rho \bar{V} S = \dot{Q} \rho \quad (30)$$

Donde:

\dot{m} = Flujo másico (kg/s)

ρ = Densidad del fluido (kg/m³)

S = Área superficial

5. Número de Prandtl

Relaciona la difusión de la cantidad de movimiento dado por la viscosidad cinemática. Cuando Pr es muy pequeño, el calor se propaga muy rápido comparado con el momento (velocidad).

Ecuación 31. Número de Prandtl para un fluido

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (31)$$

Donde:

μ = Viscosidad dinámica (kg/m s)

C_p = Calor específico (J/kg °C)

k = Conductividad térmica (W/m °C)

6. Número de Nusselt

En la transferencia de calor en tuberías circulares, un flujo turbulento totalmente desarrollado se alcanza con número de Reynolds de aproximadamente 10^4 . Para este régimen ($Re > 10^4$) se puede utilizar la correlación de Colburn la cual tiene un porcentaje de error entre 20-40% y trabaja en un rango de números de Prandtl entre $0.5 < Pr < 100$. La correlación es la siguiente (Towler & Sinnott, 2008):

Ecuación 32. Número de Nusselt, correlación de Colburn

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (32)$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

$(\mu/\mu_w)^{0.14}$ = Corrección de la viscosidad del fluido con la temperatura de la tubería. Se eleva a 0.14 cuando el fluido dentro de la tubería se está calentando y a 0.13 cuando se está enfriando.

Para tuberías lisas se presenta la ecuación de Pethukov, la cual utiliza el factor de fricción en el flujo turbulento:

Ecuación 33. Factor de fricción, ecuación de Pethukov

$$f = (0.790 \ln \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (33)$$

Donde:

f = Factor de fricción (adimensional)

Re = Número de Reynolds (adimensional)

La correlación de Pethukov es mejorada por Gnielinski y propone una ecuación que trabaja dentro del rango de Prandtl entre $0.5 < Pr < 2000$, y entre $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$. Se presenta de la siguiente manera:

Ecuación 34. Número de Nusselt, correlación de Gnielinski

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (34)$$

Esta correlación reduce hasta el 10 % del error en los cálculos de la transferencia de calor.

A continuación, se presenta la correlación empírica del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies, basada en la transferencia de calor de una tubería sumergida en un cuerpo de agua/aire:

Ecuación 35. Número de Nusselt para la transferencia de calor por convección en tuberías lisas

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (35)$$

7. Número de Rayleigh

Para un intercambiador de calor sumergido en un cuerpo de agua, se debe tomar en cuenta la convección natural, que consiste en la transferencia de calor de un serpentín o un cuerpo caliente que no está inducido por algún movimiento forzado para transferir su calor. Para representar el efecto de un intercambiador de calor sumergido en un cuerpo de agua, se expone el número adimensional de Rayleigh:

Ecuación 36. Número de Rayleigh

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)(OD)^3}{\nu\alpha} \quad (36)$$

Donde:

g = Gravedad (m/s²)

β = Coeficiente de expansión del agua (1/K)

T_s = Temperatura del refrigerante a la entrada del condensador (°C)

T_∞ = Temperatura inicial del cuerpo de agua (°C)

ν = Viscosidad cinemática (m²/s)

α = Difusividad térmica (m²/s)

8. Difusividad térmica

Parámetro que indica la velocidad del cambio de temperatura del fluido hacia el cual se da la transferencia de calor. Se calcula de la siguiente manera:

Ecuación 37. Difusividad térmica del agua

$$\alpha = \frac{k}{Cp(\rho)} \quad (37)$$

Donde:

k = Conductividad térmica (W/m °C)

Cp = Capacidad calorífica (J/kg °C)

ρ = Densidad (kg/m³)

9. Diámetro del espacio anular

El agua residual fluye por el espacio anular, por lo que el diámetro de contacto de la tubería con el agua se mide:

Ecuación 38. Diámetro en el espacio anular de la tubería externa

$$De = D_2 - D_1 \quad (38)$$

Donde:

D_2 = Diámetro interno de la tubería externa

D_1 = Diámetro interno de la tubería interna

10. Área de contacto tubería anular

El área de contacto del agua residual con la tubería anular se mide de la siguiente manera:

Ecuación 39. Área de contacto de la tubería externa

$$A_f = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2) \quad (39)$$

11. Perímetro mojado

El perímetro que tiene contacto con el agua que fluye por la tubería:

Ecuación 40. Perímetro mojado en el espacio anular

$$P_M = \pi(D_2 + D_1) \quad (40)$$

12. Radio hidráulico

El cociente entre el área de contacto de la tubería anular y el perímetro mojado:

Ecuación 41. Radio hidráulico en el espacio anular

$$R_H = \frac{A_f}{P_M} \quad (41)$$

Donde:

R_H = Radio hidráulico (m)

A_f = Área de contacto con la tubería anular (m²)

P_M = Perímetro mojado (m)

13. Diámetro equivalente

Diámetro equivalente que tiene el agua residual con la tubería:

Ecuación 42. Diámetro equivalente en el espacio anular

$$D_e = 4R_H \quad (42)$$

14. Reynolds en función del perímetro mojado

Para terminar calcular el número de Reynolds del fluido:

Ecuación 43. Número de Reynolds en función del perímetro mojado

$$Re = \frac{D_e \left(\frac{\dot{m}}{A_f} \right)}{\mu} \quad (43)$$

Donde:

D_e = Diámetro equivalente (m)

\dot{m} = Flujo másico (kg/s)

A_f = Área de contacto del agua con el espacio anular (m²)

μ = Viscosidad del fluido en el espacio anular (Pa)

15. Número de Reynolds

El cambio del comportamiento de un flujo laminar a turbulento depende de cuatro variables: la velocidad lineal, viscosidad dinámica, densidad del fluido y el diámetro de la tubería que lo contiene. El agrupamiento de variables es el siguiente (McCabe *et al.*, 2007):

Ecuación 44. Número de Reynolds para la tubería interna

$$Re = \frac{DV\rho}{\mu} = \frac{De \left(\frac{\dot{m}}{A_f} \right)}{\mu} \quad (44)$$

Donde:

D = Diámetro interno de la tubería (m)

\underline{V} = Velocidad lineal del fluido (m/s)

ρ = Densidad del fluido (kg/m³)

μ = Viscosidad (kg/ m s)

16. Número de vueltas en un intercambiador de calor

Ecuación 45. Número de vueltas para los intercambiadores de calor

$$\# \text{ vueltas} = \frac{L}{\pi D_{Loop}} \quad (45)$$

Donde

D_{Loop} = Es el diámetro establecido de cada loop del intercambiador de calor

L = Largo del intercambiador de calor

17. Altura de un intercambiador de calor

Se multiplica el número de vueltas calculadas previamente por el diámetro externo de la tubería:

Ecuación 46. Altura de los intercambiadores de calor

$$\text{Altura} = D_{tubería \text{ externa}} (\# \text{vueltas}) \quad (46)$$

18. Área transversal

Puede estar representada en términos de la tubería interna o externa:

Ecuación 47. Área transversal de una tubería

$$A_i = \frac{\pi}{4} D_i^2 \quad (47)$$

A_i = Área transversal de la tubería interna o externa

D_i = Diámetro de la tubería interna o externa

19. Temperatura de la pared para intercambiadores concéntricos

Temperatura de la pared que divide el fluido más caliente del fluido más frío, en un intercambiador de calor de tubos concéntricos.

Ecuación 48. Temperatura de la pared entre los tubos concéntricos

$$T_w = \frac{h_i t_{ave} + h_o \left(\frac{D_o}{D_i}\right) t_{ave}}{h_i + h_o \left(\frac{D_o}{D_i}\right)} \quad (48)$$

Donde:

$h_{i,o}$ = Coeficiente individual de transferencia de calor por convección ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

t_{ave} = Temperatura promedio de los fluidos de trabajo ($^\circ C$)

20. Área superficial

Puede estar representada en términos de la tubería interna o externa:

Ecuación 49. Área superficial de una tubería

$$A_s = \pi D_i L \quad (49)$$

Donde:

D_i = Diámetro interno o externo de la tubería (m)

L = Largo de la tubería

Q. CAÍDAS DE PRESIÓN HIDRÁULICAS

La ecuación propuesta Sinnot para calcular la caída de presión en tuberías lisas aplica para el uso del cobre como material. El factor de fricción en esta ecuación debe calcularse por medio de las correlaciones de Petukhov:

Ecuación 50. Caídas de presión en tuberías lisas

$$\Delta P = 8j_f \left(\frac{L'}{d_i} \right) \rho \left(\frac{v^2}{2} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (50)$$

Donde:

j_f = Factor de fricción (adimensional)

L' = Largo de la tubería (m)

d_i = Diámetro interno de la tubería

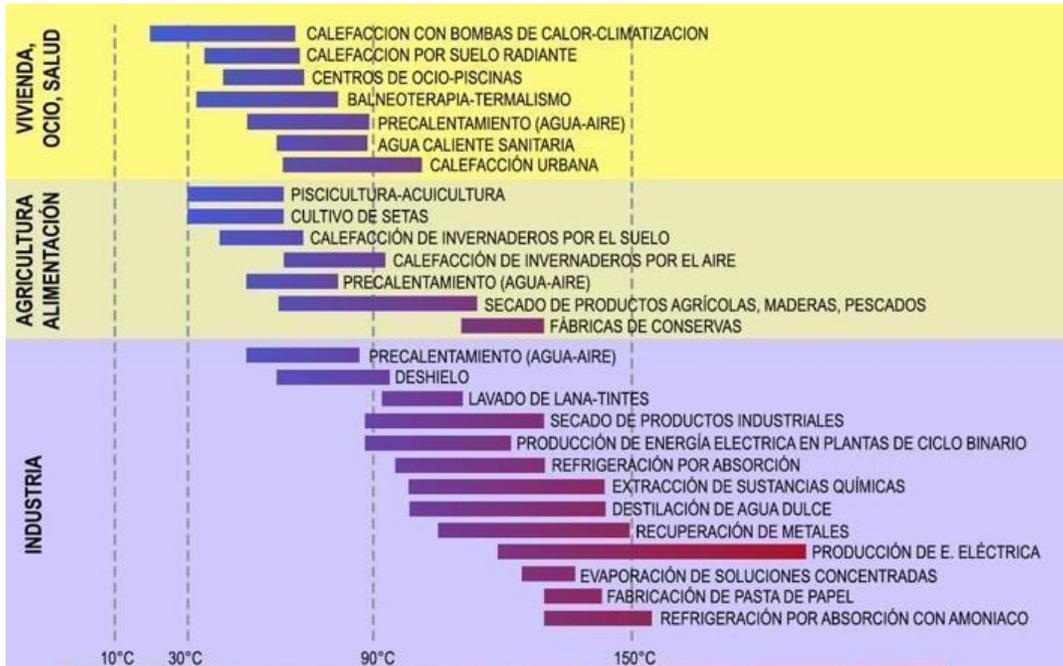
v^2 = Velocidad lineal al cuadrado

$\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)$ = Factor de corrección de la viscosidad con la temperatura de pared

R. APLICACIONES DE LAS BOMBAS DE CALOR

Las bombas de calor pueden funcionar como fuente de energía con distintas aplicaciones en la industria, como en los hogares. A continuación, en la figura 31, se muestra la matriz de Lindlar que proporciona una ilustración de las varias aplicaciones de suministro de calor desde baja temperatura a alta temperatura (Mahmoudi *et al.*, 2018).

Figura 31. Matriz de Lindar para distintas aplicaciones



(Mahmoudi *et al.*, 2018)

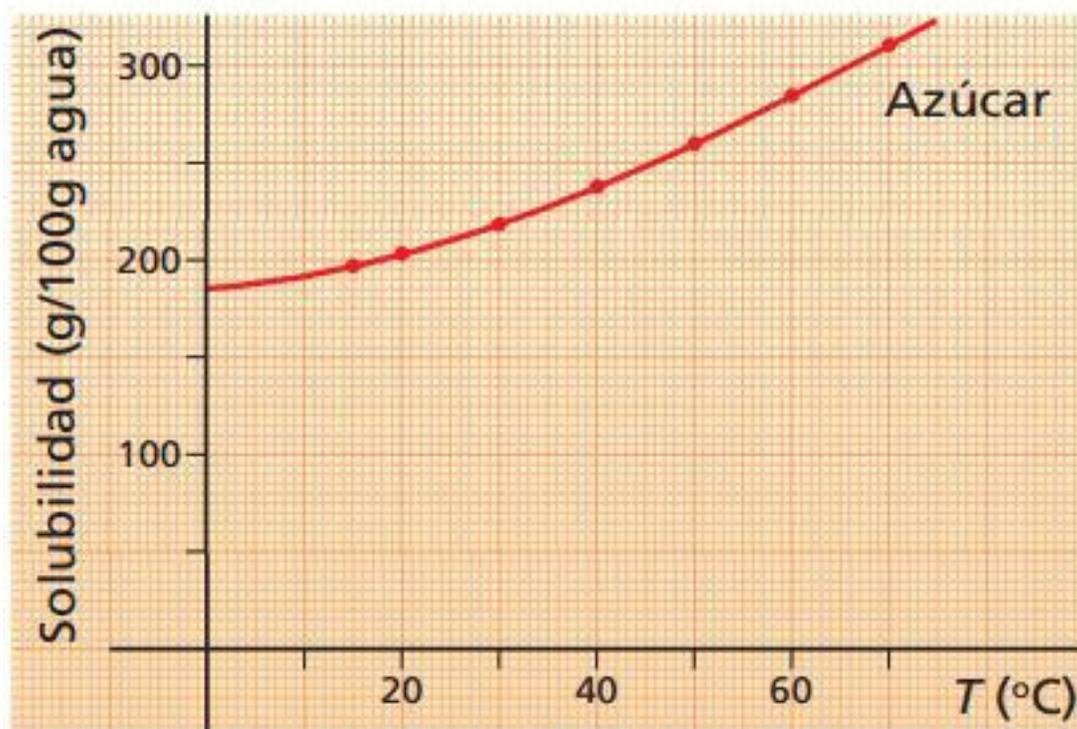
Descripción de los rangos:

1. 10 – 30 °C: Muy baja temperatura
2. 30 – 90 °C: Baja temperatura
3. 90 – 150 °C: Media temperatura
4. 150 °C en adelante: Alta temperatura

S. Solubilidad de azúcar en el agua

Una aplicación didáctica específica de una bomba de calor, es el calentamiento de agua para la determinación de la solubilidad de compuestos en ésta. La curva presentada en la Figura 32 es útil para determinar la solubilidad del azúcar en función de la temperatura a la que se calienta el agua utilizando una bomba de calor. Por medio de esta curva se puede conocer la cantidad de azúcar que se disuelve en el agua a cada temperatura.

Figura 32. Solubilidad de azúcar en agua a distintas temperaturas



(ToolBox, 2014)

V. ANTECEDENTES

En Estados Unidos de América la bomba de calor geotérmica más grande se aplica en *Galt House East Hotel* en Louisville, Kentucky. Es un sistema que funciona como aire acondicionado y calefacción para un área total de 161,650 m² repartido en: 600 cuartos de hotel, 100 departamentos y 89,000 m² de oficinas. El caudal de operación del agua en el sistema es de 117 litros por segundos (L/s), en donde se obtiene el agua de 4 pozos a 14 °C. La capacidad que tiene para calefacción es de 19.6 MW y 15.8 MW para enfriamiento. Los ahorros que se generan con este sistema, comparándolo con un edificio similar con la misma área de trabajo son del 53%, lo cual equivale a 25 mil dólares mensuales (García & Martínez, 2012).

En Dinamarca, se tenían 14 instalaciones en bombas de calor en el 2013 con una capacidad combinada de 22 MW. Luego, al tener resultados satisfactorios, se pusieron en marcha 17 instalaciones más con una capacidad combinada de 56 MW. En Italia, dos bombas de calor han estado operando en Milán desde el 2010 y 2011, ambas utilizan su fuente de calor como geotermia de baja entalpía, alcanzando una capacidad instalada de 31 MW. En Finlandia, Helsinki, se realizó una instalación en el 2006 que tiene una capacidad instalada de 90 MW (Averfalk *et al.*, 2017)

En Suecia, es muy común la conversión de residuos térmicos en energía aprovechable en las plantas de producción para accionar bombas de calor; pueden ser mecánicas o de absorción. Se presenta el ejemplo de la Planta Brista 2 en Estocolmo, en donde se tienen dos bombas de calor mecánicas que precalientan en serie los caudales de retorno antes de ingresar a una caldera. Para que esto suceda, las fuentes de calor que ponen en funcionamiento el evaporador de la bomba de calor son los residuos de los procesos internos térmicos de la planta; condensados, turbinas, transformadores, compresores de aire, procesos de muestreo, ventilación, etc. En términos de potencia, estas dos bombas de calor consumen 1.1 MW de energía eléctrica, mientras generan 6.8 MW en calefacción y 5.8 MW en enfriamiento (Averfalk *et al.*, 2017).

Se realizó un estudio del diseño y desarrollo de un proceso que consiste en combinar una bomba de calor geotérmica reversible con colectores solares térmicos (fotovoltaica) para calentamiento y enfriamiento de una residencia privada de 180 m² en el 2004. Contiene intercambiadores de calor de 90 m de largo y 12 m² de colectores solares. Los paneles fueron sobredimensionados para que funcione únicamente con la demanda doméstica de agua caliente y en el caso de que se presentará exceso en la energía eléctrica producida por los paneles solares, fuera desviada para la calefacción del suelo por radiación o a los pozos para favorecer la recuperación térmica del suelo; a una bomba de calor reversible con una potencia de calentamiento de 15.5 kW; a un recipiente de 5000 L combinado que funciona por solar o eléctrica de agua caliente y por supuesto, con un refrigerante que acciona el ciclo de la bomba de calor (Trillat-Berdal *et al.*, 2006).

En Japón, un estudio de simulación de distrito de sistemas de refrigeración/calefacción que utiliza aguas residuales como fuente de energía, demostró, comparándolo con bombas de calor convencionales por ventilación y funcionando con los residuos térmicos, puede reducir el consumo de energía un 34%, disminuyendo las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) en un 68% y controlar la generación de monóxidos de nitrógeno (NOx) un 75% (Goh et al., 2011).

En Estados Unidos de América, la Universidad de Ball State en Indiana tiene un proyecto en construcción con una capacidad estimada de 5 mil toneladas para enfriamiento/calefacción. La instalación se está realizando en más de 40 edificios, utilizando dos áreas donde se excavaron 4000 pozos de 122 m de profundidad. El costo de la instalación está entre \$65 - 70 millones de dólares americanos y se tendrán ahorros de operación por 2 millones de dólares anuales. Por otro lado, en el tema de apoyo al medio ambiente, se reducirán los gases de invernadero en un 50%, equivalentes a 80 mil toneladas de carbón al año (García & Martínez, 2012).

Este trabajo de graduación se presenta como una continuación al trabajo realizado por la Ing. Allyson Camposeco, titulado “Propuesta de un sistema de aprovechamiento de energía térmica para su utilización en el Laboratorio de Operaciones Unitaria de la Universidad del Valle de Guatemala” en

donde diseñó y dimensionó una bomba de calor de baja entalpía para el aprovechamiento del calor residual procedente del evaporador de simple efecto y la caldera del Laboratorio de Operaciones Unitarias. Además, a lo largo del desarrollo de este trabajo se proponen los equipos, las condiciones de la fuente de calor, y los diámetros ideales de tubería a partir de distintas simulaciones. Dicha tesis sirvió como parámetro para la elaboración del presente trabajo.

VI. METODOLOGÍA

A. Revisión bibliográfica

- a. Se investigó sobre sistemas de refrigeración y bombas de calor con el apoyo de revistas científicas, libros de ingeniería y diseño, manuales y entre otros, para informarse sobre el tema.
- b. Se realizó una investigación sobre todos los componentes que debe de llevar una bomba de calor. Además, se revisó la disponibilidad de equipos y accesorios para evaluar la construcción de la bomba de calor en Guatemala. Por último, se investigó sobre los beneficios económicos, energéticos y ambientales que se obtienen al revalorizar un subproducto de los procesos de calentamiento.
- c. Se realizó una revisión y lectura del trabajo de Graduación de Allyson Camposeco Zea en donde se identifican las distintas fuentes de calor del Laboratorio de Operaciones Unitarias en la Universidad del Valle de Guatemala para la continuación de este trabajo.

B. Selección de la fuente de calor residual en el Laboratorio de Operaciones Unitarias

- a. De los distintos equipos del Laboratorio de Operaciones Unitarias que presentó Allyson Camposeco en su trabajo de graduación, se utilizó el Evaporador de Simple Efecto.
- b. También, se utilizó el agua de enfriamiento que circula entre la torre de enfriamiento y el condensador superior del evaporador de simple efecto. Se tomó en cuenta esta fuente de calor residual para tener una fuente de calor dinámica y lo más constante posible.

C. Evaluación del calor residual disponible en el condensador superior del evaporador de simple efecto

Se propuso una metodología para determinar cuantitativamente el calor residual disponible. Para ello, se midió las temperaturas del agua de enfriamiento con un termómetro láser en la tubería de entrada y salida del condensador superior del Evaporador de Simple Efecto y el caudal del agua de enfriamiento con un cronómetro y una cubeta, con el fin de medir los parámetros necesarios para poder dimensionar la bomba de calor.

1. Evaporador de simple efecto

Para evaluar las temperaturas y el flujo de agua de todo el sistema cerrado entre el evaporador de simple efecto y la torre de enfriamiento, se realizó lo siguiente:

- a. Previo a la toma de datos, se tomó en consideración las condiciones de operación el evaporador de simple efecto y la torre de enfriamiento:
 - 1) Tiro forzado del ventilador de la torre de enfriamiento con una frecuencia de 35 Hz.
 - 2) La caldera opera en un rango entre 80-100 psi durante todo el tiempo de operación del evaporador de simple efecto para evaporar su contenido.
 - 3) La solución que contiene el balón del Evaporador de Simple Efecto es etanol-agua.
- b. Se tomó mediciones del Evaporador de Simple Efecto cuando el balón contenía soluciones de etanol-agua y azúcar-agua para evaluar el calor disponible determinando las temperaturas de entrada y salida del condensador superior del agua de enfriamiento.
- c. Se abrió toda la válvula que permite el ingreso de vapor al serpentín dentro del balón que contiene la solución.
- d. Los instrumentos y equipos fueron proporcionados por el personal del Laboratorio de Operaciones Unitarias, y se mencionan a continuación:
 - 1 probeta de 2000 mililitros marca VITLAB con una tolerancia de +/- 20 ml.
 - 1 cronómetro digital marca CASIO modelo HS-3 rango 1/100s-10 horas.
 - 1 termómetro de alcohol marca AMERICAN SCIENTIFIC con un rango de operación entre -10 a 110 °C, con una tolerancia de +/- 0.1 °C
 - 1 termómetro láser marca DIVERSITECH con un rango de operación entre -60 a 500 °C.
 - Termocupla EXTECH INSTRUMENTS con un rango de operación entre -40 a 200 °C con una tolerancia de +/- 0.1 °C
- e. Se cerró la válvula que permite el ingreso de agua a la torre de enfriamiento y se abrió la válvula que desvía el flujo a la bomba de calor.
- f. Se llenó la probeta de 2000 ml y se tomó el tiempo en el que tardó en llenarse con el cronómetro Casio en la parte superior de la torre de enfriamiento.

- g. Luego, se cerró la válvula que redirecciona el flujo de agua que ingresa a la bomba de calor, y se abrió la válvula que permite el ingreso de agua a la torre de enfriamiento.
- h. Se midió la temperatura del flujo entre el evaporador de simple efecto y la torre de enfriamiento.
- i. Se identificó los siguientes tramos para calcular el calor sensible ganado y perdido:
 - 1) Entrada y salida condensador superior en inferior del Evaporador de Simple Efecto.
 - 2) Salida del condensador superior hacia la entrada de la torre de enfriamiento.
 - 3) Entrada de la torre de enfriamiento hacia el reservorio donde es succionada el agua por la bomba.
 - 4) Del reservorio de la torre de enfriamiento hacia la entrada de los condensadores del evaporador.
- j. La temperatura del condensador superior del evaporador se tomó con el termómetro láser Diversitech. El agua aumentó el calor sensible para ingresar a la bomba de calor.
- k. Se midió la temperatura de entrada de la torre de enfriamiento, con el termómetro de alcohol American Scientific. Para ello, se cerró la llave que da ingreso al agua de enfriamiento a la torre de enfriamiento y se abrió la válvula que dirige el flujo a la manguera.
- l. Para la medición de la temperatura del agua que sale del reservorio de la torre de enfriamiento, se utilizó una termocupla, a manera de poder medir la temperatura justo antes de la succión de la bomba.
- m. Se ingresó las temperaturas obtenidas y los caudales medidos a Microsoft Excel y se realizó los cálculos del calor ganado y perdido en los tramos identificados por el calor sensible del agua.
- n. Se realizó 15 tomas de caudal y temperaturas siguiendo los pasos antes mencionados.
- o. Finalmente, se analizó los cálculos a las hojas de cálculo de Excel y se calculó la velocidad lineal, el flujo másico de la fuente residual, y el calor disponible mínimo que necesita el refrigerante para moverse en el ciclo.

Esta metodología no aplica únicamente para la toma de temperaturas y caudales en este sistema seleccionado que opera entre un evaporador de simple efecto y una torre de enfriamiento. La metodología aplica para fuentes estáticas y dinámicas en donde sea posible utilizar termocuplas para medir

temperaturas de la fuente residual o en donde se pueda apuntar con un termómetro láser para obtener mediciones confiables.

Se realizó dos corridas para medir las condiciones de operación del agua de enfriamiento porque el evaporador de simple efecto estaba operando para evaporar soluciones de etanol y azúcar en el Laboratorio de Operaciones Unitarias. Cada corrida depende de la solución que contiene el balón del evaporador, la temperatura ambiente, el operario, entre otros. Por lo que, para cada corrida que se realizó, se obtuvo distintas condiciones de operación. Se realizó mediciones los días en que los estudiantes operaron el Evaporador de Simple Efecto junto con la torre de enfriamiento para recircular el agua de enfriamiento. Un día con soluciones de etanol y el otro con azúcar.

Finalmente, la cantidad de mediciones dependió del tiempo de operación del Evaporador de Simple Efecto durante las prácticas de laboratorio, por eso, se tomó todas las medidas posibles antes de que ya no se suministrara vapor al Evaporador de Simple Efecto.

D. Selección de la fuente que absorbe el calor generado por la bomba de calor

En el marco teórico se señaló las distintas aplicaciones que tiene una bomba de calor y se decidió que la aplicación es calentar un recipiente que contiene agua:

- a. El compresor se colocó próximo a la fuente que absorbe calor para disminuir las pérdidas de calor por transferencia de calor al ambiente.
- b. La fuente que absorbe calor permaneció estática para no tener pérdidas de calor por convección forzada.
- c. Se conoce la necesidad del Laboratorio de Operaciones Unitarias de diluir azúcar para sus fermentaciones. Se calculó y propuso una bomba de calor de baja entalpía que transfiera calor a las cubetas de 40 L en donde se realizan dichas diluciones.
- d. Se llenó las cubetas hasta un 80% de su capacidad.
- e. El serpentín del condensador se colocó por la parte superior de la cubeta.
- f. Se consideró un sistema de vaciado por medio de una válvula en la parte inferior del recipiente.

E. Condiciones ambientales del Laboratorio de Operaciones Unitarias

- a. Se midió las condiciones ambientales del Laboratorio de Operaciones Unitarias de 5:00 p.m a 9:00 p.m para tener un control adecuado de los cambios de temperatura y presión al momento de realizar una práctica de evaporación. Se tomó mediciones con el termómetro láser Diversitech cuando el evaporador de simple efecto utilizó etanol-agua y azúcar-agua en su balón.
- b. Se utilizó los barómetros de montaje con termómetro digital marca OAKTON Wd-03316-80. Uno se encuentra en el equipo de la torre de enfriamiento y el otro próximo a la torre de destilación (ubicado cerca de la entrada principal del laboratorio).
- c. Cada 15 minutos se tomó lectura de los barómetros para controlar la presión y temperatura del laboratorio.

F. Consideraciones previas para el cálculo y selección de equipos y controles

Se consideró condiciones de sobrecalentamiento y subenfriamiento del refrigerante para proteger al compresor y a la válvula de expansión termostática. El sobrecalentamiento aseguró el cambio de estado del refrigerante dentro del intercambiador de calor para no dañar el compresor y el subenfriamiento cerciora el cambio de estado no permitiendo el ingreso de vapor a la válvula de expansión termostática.

- a. Sobrecalentamiento: según el Estándar AHRI-750 el sobrecalentamiento no debe superar los 7 K y no ser menor a 2 K. También, el Manual técnico de refrigeración y aire acondicionado de Emerson Technologies mencionó que en los sistemas de R-134a el sobrecalentamiento normal aceptable es de 5 o 6 °C.
- b. Subenfriamiento: Nuevamente, el manual técnico de refrigeración y aire acondicionado mencionó que un subenfriamiento de 5 °C es aceptable.

G. Compresión de vapor: Ciclo de Rankine

1. Cálculo del compresor para el ciclo 5/55 °C

A través de cálculos termodinámicos del ciclo de Rankine, se obtuvo los parámetros de operación. Posteriormente, se ingresó los datos al simulador “Coolselector 2”, para validar los cálculos.

- a. Previo a la selección del compresor, se realizó el cálculo ideal del ciclo de Rankine con el rango establecido de temperaturas 5/55 °C.

- b. Por medio de este ciclo, se obtuvo el flujo másico del refrigerante en el ciclo (kg/s), la tasa de calor liberado después de la compresión (kW), el trabajo del compresor (kW o HP), y los coeficientes de desempeño de la bomba de calor (COP's).
- c. Se realizó el cálculo isentrópico y se evaluó la eficiencia de los compresores entre 0.7 y 0.8, para el caso no ideal.

2. Cálculo de la válvula de expansión termostática

Para el cálculo de la válvula de expansión termostática se utilizó el mismo ciclo de Rankine.

- a. Se tomó en consideración la relación de compresión del ciclo, que tiene que ser menor a 10 como indica el libro de Operaciones Unitarias por McCabe para no optar por el funcionamiento de otro compresor en el sistema.
- b. La caída de presión se calculó en el ciclo de Rankine y se compara más adelante con *CoolSelector 2*.

H. Dimensionamiento del evaporador de la bomba de calor

- a. Primero, se estableció las temperaturas de entrada y salida del agua residual del condensador superior del Evaporador de Simple Efecto. Se obtuvo estas temperaturas con las mediciones realizadas en el Laboratorio de Operaciones Unitarias.
 - 1) Temperatura de entrada: 25.81 °C
 - 2) Temperatura salida: 20.04 °C
- b. Después, se estableció el rango de operación de las temperaturas de la bomba de calor.
 - 1) Temperatura inicial: 5 °C
 - 2) Temperatura de salida: 10 °C (por el sobrecalentamiento dentro de la tubería)
- c. Se definió utilizar tubería de cobre de 1/4" tipo L y tubería de 3/4" de polietileno de alta densidad.
- d. Luego, por medio de la literatura se conoció las temperaturas de sobrecalentamiento de un sistema que opera con una temperatura de evaporación de 5 °C, y se definió la temperatura de salida del evaporador en la bomba de calor, antes de ingresar al compresor.
- e. Se calculó la temperatura promedio del agua residual y del refrigerante para calcular las propiedades de los fluidos a estas temperaturas.
 - 1) Las propiedades son: densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico.

- f. Para la velocidad lineal del R-134a en un sistema de compresión de vapor, la empresa Danfoss mencionó dimensionar líneas de succión con una velocidad lineal del refrigerante de 4 m/s.
- g. Del balance de energía y las entalpías a las temperaturas de operación, se calculó el calor disponible mínimo para calcular el flujo másico del refrigerante en el sistema.
- h. Luego, se realizó los cálculos para la sección anular donde pasa el agua residual en el intercambiador de calor. Se calculó el diámetro equivalente de la tubería externa, el número de Prandtl, Reynolds y Nusselt. Para el cálculo del número de Nusselt de la fuente, se utilizó la correlación establecida en el marco teórico y posteriormente, el coeficiente de transferencia de calor preliminar individual de la fuente.
- i. Se realizó los mismos cálculos para el refrigerante en la tubería interna del intercambiador de calor. En este caso, se utilizó el diámetro interno de la tubería de cobre para calcular el número de Nusselt nuevamente y el coeficiente individual de transferencia de calor preliminar.
- j. Se calculó la temperatura de pared del intercambiador de calor para corregir los coeficientes individuales de transferencia de calor de ambas fuentes en el sistema.
- k. Con la temperatura de pared se buscó las viscosidades de ambas fuentes y se agregó el factor de corrección del número de Nusselt para obtener los coeficientes individuales de operación.
- l. Se verificó que el coeficiente de transferencia de calor calculado con la corrección de viscosidad sea similar al preliminar. Como este fue el caso, se prosiguió con el cálculo.
- m. Se calculó la temperatura media logarítmica del sistema.
- n. Antes de realizar el cálculo del coeficiente de transferencia global, se buscó en la literatura los factores de ensuciamiento para el agua de enfriamiento y de refrigerantes para que el cálculo sea todavía aún más preciso.
- o. Se calculó del coeficiente global de transferencia de calor del sistema.
- p. Se calculó el área que se necesita para que suceda la transferencia de calor y para que el refrigerante alcance la temperatura previamente establecida.
- q. Se calculó el largo de la tubería de cobre y las vueltas de este, y se estableció un diámetro de vuelta de 0.4 m

- r. Finalmente, se calculó la caída de presión dentro del ciclo de compresión y en la tubería externa en la parte anular de la tubería.

I. Dimensionamiento del condensador de la bomba de calor

Se decidió utilizar un condensador sumergido en un recipiente estático de la bomba de calor para solubilizar azúcar. Se realizó lo siguiente:

1. Primero, se definió los perfiles de temperatura del agua y del refrigerante.
 - a. Se utilizó como temperatura inicial del agua la temperatura ambiente y la final como la temperatura de salida del refrigerante en el recipiente. Se tomó esta temperatura porque la transferencia de calor no es adiabática y siempre hay pérdidas por las no idealidades del ciclo y pérdidas al ambiente.
 - b. Para el refrigerante, la temperatura inicial es la que brindó la compresión y la final, el subenfriamiento que ocasionó el volumen de agua al entrar en contacto con la tubería de cobre y su regreso a la válvula expansiva.
2. Segundo, se calculó la temperatura media del refrigerante y se realizó los mismos pasos que se establecieron en el dimensionamiento del evaporador hasta calcular el coeficiente de transferencia de calor individual (del 6 al 9).
3. Del lado donde se contiene la aplicación se tomó en consideración utilizar correlaciones para la transferencia de calor por convección natural.
4. Por lo tanto, se calculó la temperatura de película para evaluar las propiedades del agua. Con esta temperatura se obtuvo los siguientes parámetros:
 - a. Densidad, conductividad térmica, calor específico, coeficiente de expansión, viscosidad dinámica, la difusividad térmica y Prandtl.
5. Se calculó el número de Rayleigh para poder calcular el número de Nusselt, el cual describe la transferencia de calor en tuberías horizontales por convección natural.
6. Nuevamente, se tomó en consideración los factores de ensuciamiento del agua y de la tubería de cobre y se realizó los mismos pasos del 14 al 17 en el dimensionamiento de evaporador de la bomba de calor.

J. Selección del compresor

Se seleccionó el compresor que opere en el ciclo 5/55 °C con el simulador *CoolSelector 2*:

1. Antes de la selección del compresor, se realizó el Ciclo de Rankine isentrópico con distintas eficiencias del compresor para poder comparar y tomar decisiones de selección.
2. Primero, se eligió el refrigerante que se utilizó (R-134a).
3. Se tomó en consideración todos los compresores disponibles que ofrece para elegir la mejor opción.
4. Se ingresó la capacidad de enfriamiento en el evaporador de la bomba de calor.
 - a. Este calor es transferido por el agua caliente que proviene del condensador superior del Evaporador de Simple Efecto.
5. Se ingresó la temperatura del refrigerante dentro del evaporador y del condensador.
6. Más adelante, por medio de las lecturas de las distintas fuentes y de lo que recomendó la plataforma Danfoss, se seleccionó las condiciones de sobrecalentamiento útil dentro del evaporador y el sobrecalentamiento adicional (sobre la tubería) que tiene lugar en la tubería de succión del compresor. Como especifica Emerson Technologies en su manual, para un sistema con R-134a que opera con una temperatura de operación de 5 °C, el sobrecalentamiento útil es de 5 K y el sobrecalentamiento por la succión del compresor de 2 K adicionales.
7. Finalmente, se seleccionó las condiciones de subenfriamiento. Al igual que el sobrecalentamiento, y como sugiere el Manual Emerson Technologies, el subenfriamiento debe de ser de 5 K útiles y el adicional de 1 K.
8. Se obtuvo el compresor según Danfoss y se comparó con lo realizado en el ciclo de Rankine.

K. Selección de la válvula de expansión termostática

Para la selección de la válvula de expansión termostática, se ingresó los mismos datos en el simulador que el compresor. Se tomó estas consideraciones:

1. De las distintas válvulas que ofrece el sistema, se eligió la que se adecuó a las condiciones especificadas y se tomó en cuenta el porcentaje de carga de la válvula expansiva. Se eligió una carga que permite el aumento o disminución de esta, para que la bomba de calor sea más flexible para la operación.

2. Se eligió operar con el punto de operación MOP para un control adicional en la operación de la válvula expansiva, y así el sobrecalentamiento en el evaporador se controla de mejor manera.
3. Si se opera sobre el punto MOP de la válvula, como indica el fabricante, la válvula se cierra unos 0.3/0.4 bar por debajo del punto MOP.

L. Controles para el funcionamiento adecuado de una bomba de calor

Después de calcular los 4 equipos principales de la bomba de calor que opera en el ciclo 5/55 °C se calculó y seleccionó los equipos de control y operación a las condiciones que trabaja el ciclo de compresión para el funcionamiento adecuado. Antes de la selección de los equipos, se investigó sobre todos los componentes que un sistema de refrigeración puede incluir, y se eligió los siguientes: filtro deshidratador, visor de líquido, válvula solenoide, presostatos de alta y baja presión, acumulador de succión, recibidor de líquido y manómetros de alta y baja presión.

Después, se planteó un sistema de refrigeración en donde se colocó cada componente según su función

1. Filtro deshidratador

Para el filtro deshidratador se utilizó el simulador *CoolSelector 2*. Se ingresó los mismos datos que el compresor y la válvula de expansión termostática, y se tomó estas consideraciones:

- a. Se colocó el filtro deshidratador en la línea de alta temperatura en la bomba de calor.
 - 1) Como menciona el fabricante, para las líneas de alta presión y temperatura del R-134a en los sistemas de refrigeración, se utilizó una velocidad lineal de 1 m/s.
- b. Se ingresó la velocidad en *CoolSelector 2*.

El simulador recomendó distintos filtros deshidratadores.

2. Válvula solenoide

Para la selección de la válvula solenoide también se utilizó el simulador *CoolSelector 2*. Se ingresó las mismas condiciones de operación que el filtro deshidratador. Y se tomó esta consideración:

- a. Se eligió una caída de presión en la tubería menor a 1 bar.

De las distintas válvulas solenoides que ofreció el simulador, se seleccionó una que permite operar a pesar de que las condiciones de operación cambien.

3. Visor de líquido

Para el visor de líquido también se utilizó el simulador *CoolSelector 2*. Se ingresó las mismas condiciones de operación que el filtro deshidratador. Es así porque se colocó el visor de líquido en la misma línea que el filtro deshidratador.

4. Presostatos de baja y alta presión

Se seleccionó el presostato de alta y baja presión con el simulador *CoolSelector 2*. Para su selección se tomó estas consideraciones:

- a. Tipo de refrigerante.
- b. Categoría del rango de presión
 - 1) Baja presión o alta presión
- c. Presión máxima y mínima de trabajo

En el caso de los presostatos, se eligió seleccionar uno conectado en el lado de alta y el otro en el lado de baja. También, Danfoss ofreció la opción de utilizar un presostato que tiene acceso a las dos líneas.

5. Acumulador de succión

Este componente de la bomba de calor no lo ofreció el simulador Danfoss. El Manual Emerson Technologies brindó opciones que se adaptan a los cálculos realizados. Por la carga de calor en el evaporador, se seleccionó el acumulador de succión. Por lo tanto:

- a. Se verificó cuál es la carga de calor en el evaporador y se hizo la conversión a toneladas de refrigeración.
- b. Se dividió las toneladas de refrigeración entre 2, y se obtuvo la cantidad mínima de refrigerante en kg que podría contener el acumulador de succión.
- c. Se eligió un acumulador de succión más grande del necesario.

6. Recibidor de líquido

El recibidor de líquido tampoco lo ofrece el simulador *CoolSelector 2*. El fabricante mencionó que la selección del recipiente líquido se basa en la capacidad de contener el 90% de la carga total de refrigerante dentro del sistema, por lo tanto:

- a. Por medio de la densidad del refrigerante del lado de alta, como un vapor saturado y de lado de baja, como un líquido saturado, se calculó la cantidad de refrigerante que contiene toda la bomba de calor.
- b. Con el largo de toda la tubería de la bomba de calor y el diámetro interno, se calculó el volumen de la tubería.
- c. Se multiplicó el volumen por la densidad del refrigerante para obtener la masa de refrigerante dentro del sistema operando a las condiciones establecidas.
- d. Se sumó ambas cantidades.
- e. Luego, se buscó en las tablas de fabricantes quién ofrece el que mejor se adecúe al sistema planteado y se eligió el que tiene la capacidad de almacenar todo el refrigerante.

M. Implementación de un sistema experimental

Se definió los pasos para implementar un sistema experimental y se comprobó su funcionamiento manteniendo las temperaturas de operación constantes. También, es una manera de demostrar a una escala más pequeña el sistema que se dimensionó y se propuso en el trabajo de graduación.

Con un sistema que operó con un compresor fraccionado, se simuló como debería de ser construido y su funcionamiento alrededor del tiempo.

La universidad brindó un compresor de 1/8 de potencia (HP) modelo EM45HNR para poder implementar un prototipo de una bomba de calor. Este compresor formó parte de una refrigeradora Fogel modelo CTE-2 con número de serie 111013429, que funciona con refrigerante R-134a. Por lo que se investigó y se evaluó los componentes necesarios para que un compresor fraccionado opere sin ningún problema y de forma segura. Se tomó los siguientes aspectos en cuenta antes de construir la bomba de calor a escala:

- Compresor: se utilizó el compresor mencionado.
- Tubo capilar: los compresores de baja potencia utilizan tubos capilares de 0.31 mm para la expansión del refrigerante.
- Filtro deshidratador: se utilizó un filtro deshidratador soldable de 25 gramos. La entrada y salida es para un tamaño nominal de 1/4" de tubería.

- Tubería de cobre tipo L: los sistemas de refrigeración en la mayoría de los casos operan con tuberías de cobre de ¼". También, se eligió este diámetro nominal porque el lado de alta y de baja presión del compresor se adaptó fácilmente a este diámetro, y la entrada y salida del compresor es para tubería de ¼".
- Cubeta para almacenar agua a calentar: El condensador de la bomba de calor ingresó a una cubeta que contiene 14 L de agua para transferir su calor.
- Válvulas pinch: Se utilizó como válvulas de servicio para el compresor. Una se colocó para la medición de lado de baja (lado de llenado de refrigerante) y la otra en el lado de alta para la toma de la presión de descarga.
- Aceite mineral: se realizó un pequeño servicio al compresor. Se cambió el aceite mineral que contenía para una lubricación adecuada del sistema.
- Poxipol resistente al calor: El condensador de la bomba de calor se colocó dentro del recipiente de 14 L, atravesando el recipiente. El poxipol se colocó en los agujeros previamente realizados con un barreno para evitar fugas.
- Resortes y moldes: Para moldear la tubería de cobre y no dañarla, se utilizó resortes para recubrir el material y un rollo de papel para hacer los giros.
- Cortador de cobre: cortador de cobre para tuberías con diámetro nominal de ¼".
- Válvula de grifo: para vaciar el contenido de agua dentro de la cubeta.
- Acetileno y oxígeno: componentes que proporcionó una llama adecuada para soldar el cobre.
- Varillas de cobre: varillas compuestas por 50% plomo y 50% estaño.
- Termómetros de bolsillo: se midió la temperatura del refrigerante en el lado de condensador y evaporador.
- Bomba de vacío: se utilizó una bomba de vacío HVP8 de 3/4 de potencia (HP) de paleta rotativa de 2 etapas. Con una frecuencia de 50 Hz, 2880 rpm y de voltaje 110/220V.
- Taladro: se agujereó la cubeta de plástico y se perforó hoyos en la tabla para fijar el compresor.
- Expansor de cobre: herramienta para formar un tipo de campana en las entradas de cobre y poder realizar las soldaduras.

1. Construcción de la bomba de calor

Estos son los pasos que se realizaron para la construcción de la máquina térmica:

- a. Primero, se recibió el equipo entregado por la universidad como se observa en la sección de Anexos Figura 50.
- b. Se revisó cada componente que tenía para su función. El equipo tenía un termostato el cual mandaba una señal al compresor cuando la temperatura del lado de baja aumentaba, o dentro de la refrigeradora.
- c. Se desmanteló el equipo entregado y únicamente se dejaron los componentes que se consideraron como esenciales para visualizar la bomba de calor a construir. Y quedó como se observa en la sección de anexos Figura 51.
 - 1) Se puede observar en la imagen que únicamente se quedó con el tubo capilar, el filtro deshidratador y la tubería de cobre que compone el lado de alta y de baja.
- d. Luego, con un cortador de tubo de cobre, se cortó la línea de succión de cobre y la de compresión, para tener únicamente el compresor.
 - 1) Cabe mencionar que se descartó el resto de los componentes y tubería, únicamente el compresor se guardó de lo entregado por la universidad.
- e. Después de haber realizado la literatura de cómo operan estos compresores fraccionados y qué componentes deberían de ser adaptados a él para su operación correcta, se realizó la compra de ellos.
- f. Primero, se construyó los intercambiadores de calor del lado de alta y de baja presión y se les dio la forma como se observa en la Figura 52 de anexos.
 - 1) Se definió 10 pies (3.048 m) de tubería de cobre para cada intercambiador de calor.
 - 2) Se tomó como molde un rollo de papel, el cual se consideró fácil para maniobrar y se definió el diámetro de cada vuelta del intercambiador de calor.
 - 3) Se utilizó unos resortes para no dañar la tubería de cobre y para no fisurar el intercambiador de calor. Cada giro se realizó con el resorte en la parte exterior de la tubería.

- 4) En este caso, se dejó la entrada y salida del intercambiador en la misma dirección que facilitó las soldaduras con el resto del equipo.
- 5) Se armó ambos intercambiadores con la misma longitud de tubería:
 - a) Intercambiador lado de alta: altura 23 cm, diámetro de vuelta de 10 cm y 11 vueltas.
 - b) Intercambiador lado de baja: altura 21 cm, diámetro de vuelta de 10 cm y 10 vueltas
- 6) Luego de su construcción, se utilizó cinta de aislar en cada extremo del intercambiador de calor para proteger el ingreso de polvos o contaminantes a la tubería.
- 7) Se soldó unos tubos en los extremos de los intercambiadores de calor de forma vertical, en donde se colocó los termómetros de bolsillo para realizar mediciones como se observa en la Figura 55 en la sección de anexos.
 - a) Para el lado del condensador, como se sumergió en el agua, se soldó la parte inferior de estos tubos para que el agua no ingrese en el tubo y el termómetro de bolsillo realizó la medición del refrigerante del lado de alta presión. El serpentín transfiere el calor al tubo soldado.
 - b) Para el lado del evaporador, se realizó el mismo mecanismo para la medida de temperaturas y no se soldó los extremos.
- g. Se utilizó una cubeta de 5 galones en donde se colocó en medio el condensador de la bomba de calor, y así, se obtuvo una cabeza para poder dejar el nivel de agua al límite con el intercambiador o llenarlo un poco más.
 - 1) Antes de fijar el intercambiador de calor en la cubeta, se colocó dentro de la misma para visualizar su posición final.
 - 2) Se abrió orificios a la cubeta, en donde la entrada y salida del condensador quedó en posición al compresor y 14 L de agua cubrió todo el intercambiador de calor cuando se ingresó agua a la cubeta. El intercambiador dentro de la cubeta se observa en la figura 54 en la sección de anexos.

- 3) Una vez el condensador posicionado donde se estableció, se utilizó poxipol para realizar un sello y se fijó el condensador dentro de la cubeta. De igual manera, se llenó la cubeta y se verificó que no hubiese fugas dentro del contenedor.
- 4) Como el condensador está fijo dentro de la cubeta, ya no se pudo manipular. La única manera de hacerlo es cortando los extremos de los intercambiadores o remover el poxipol.
 - a) Por eso, se le adicionó un sistema de vaciado a la cubeta, y se colocó una válvula en la parte inferior. Esto se utilizó para que, cuando el sistema llegue a la temperatura deseada, se pueda drenar el agua sin ningún problema o cambiar el batch de agua a calentar. Se observa cómo quedó colocada la válvula de $\frac{1}{4}$ de vuelta en la cubeta en la Figura 55 en la sección de anexos.
- h. Luego, se tomó el compresor y se le realizó el cambio de aceite mineral.
 - 1) Se removió la tubería que fue previamente soldada en el lado de succión y descarga. Para lograr esto, se colocó un trapo mojado en el cuerpo del compresor para no elevar la temperatura y dañar el sistema, como se observa en la sección de anexos figura 57.
 - 2) También, a la tubería de servicio se cortó y se soldó una válvula pinch para poder ingresar el refrigerante por allí, hacer el vacío del sistema e ingresar el aceite mineral.
 - 3) Se volteó el compresor y se eliminó el refrigerante mineral que previamente contenía. Se observa que estaba negro y efectivamente, ya no se podía utilizar.
 - 4) Con el compresor sin aceite mineral, se llenó con BVA 3g Super Refrigerant Oil. Se conectó una manguera a la válvula pinch de servicio, el compresor a corriente, y succionó el aceite al compresor. El mecanismo se observa en la figura 58 en anexos.
 - 5) Se agregó 4 onz de aceite mineral y se lubricó el compresor mientras operaba el sistema.
- i. Después de la carga del aceite, se soldó el equipo.
 - 1) Antes de realizar las soldaduras, se expandió los extremos de las tuberías. Se realizó expansiones a la tubería de cobre con la herramienta que se encuentra en anexos figura 59.

- 2) Se conectó la sección de descarga del compresor con la entrada del condensador, que se encuentra en la parte superior de la cubeta. Se realizó las soldaduras entre compresor-tubería y tubería-tubería. Y, se agregó 83 cm de tubería para solar el filtro deshidratador. En la parte de anexos en la figura 60 se observa como se ve esta conexión.
 - 3) Ahora, del lado de succión del compresor, se conectó el otro serpentín (evaporador). Se agregó 60 cm de tubería desde la succión del compresor hasta la parte inferior del serpentín.
 - 4) Justo en la salida del filtro deshidratador se conectó el tubo capilar en la parte superior del intercambiador de calor (evaporador).
 - 5) El tubo capilar se enredó en la salida del evaporador para que funcione como otro intercambiador de calor, en donde el tubo que se calentó por la succión del compresor ayudó a que no se congele el refrigerante dentro del tubo capilar, y se observa en la Figura 61 en la sección de anexos.
- j. Después de tener todos los extremos soldados y siendo un circuito cerrado, se comprobó la calidad de las soldaduras hechas y para hacer esto, se realizó la prueba de vacío. Para realizar esta prueba se conectó la entrada de la bomba de vacío en la válvula pinch de servicio como se observa en la Figura 62 en la sección de anexos.
- 1) El vacío removió todo el contenido del aire dentro de la tubería y del sistema. No se presentó fugas.
 - 2) Se conectó el vacío en el lado de baja presión del juego de manómetros.
 - 3) Como lo indican distintos fabricantes, el vacío se realizó por un tiempo de 30 minutos, y en el manómetro de baja presión se llegó a una presión de vacío de 10 inHg a 20 inHg de vacío. Se observa este cambio en las figuras 63 y 64 en la sección de anexos.
- k. Al mantener la presión constante de vacío en 20 inHg se desconectó el equipo.
- l. Se llenó el equipo de refrigerante por la válvula de servicio del compresor.
- 1) El llenado realizó con el juego de manómetros, hasta llegar a las presiones de trabajo
 - a) Presión de succión: 5 psi
 - b) Presión de descarga: 130 psi

m. Finalmente, se encendió el equipo, y se observa en la Figura 65 cómo quedó la bomba de calor construida.

2. Controles para la operación de la bomba de calor

Para los controles de la bomba de calor se utilizó los siguientes materiales:

- 1 cronómetro digital marca CASIO modelo HS-3 rango 1/100s-10 horas.
- 1 termómetro láser marca DIVERSITECH con un rango de operación entre -60 a 500 °C.
- Termocupla EXTECH INSTRUMENTS con un rango de operación entre -40 a 200 °C con una tolerancia de +/- 0.1 °C
- Termómetros de bolsillo con rango de operación de -40 a 70 °C con una tolerancia de +/- 1 °C.

Por lo tanto, se realizaron los siguientes pasos:

- a. Se encendió el compresor, y se tomó el tiempo de la corrida.
- b. Se colocó la termocupla dentro de la cubeta que contiene agua y se midió el cambio de la temperatura en el tiempo.
- c. Se midió el cambio de temperatura del refrigerante en el condensador y evaporador con los termómetros de bolsillo.
- d. El cronómetro se utilizó para medir exactamente 2 horas por corrida.
- e. El termómetro láser se utilizó igual que los termómetros de bolsillo.
- f. El equipo tiene la opción de estar conectando el juego de manómetro en la toma de alta y de baja presión, pero conlleva a la pérdida de refrigerante. A menos que haya algún problema y se quieran verificar las condiciones de operación.
- g. En la Figura 66 se puede observar el equipo en operación en la sección de anexos.

Las bombas de calor son sistemas homogéneos que permiten el control constante de temperatura durante su operación, por lo que con una corrida se podría conocer el comportamiento del prototipo de la bomba de calor. Se realizó 5 corridas, en donde se esperó y se obtuvo un comportamiento homogéneo o similar durante su operación.

La cantidad de mediciones son las máximas que se pueden realizar durante el tiempo de operación definido de 2 horas del prototipo de la bomba de calor, debido a que después de este tiempo había el riesgo de lastimar el equipo.

3. Toma de datos para la operación de la bomba de calor

- a. Se conectó el compresor a un tomacorriente de 120V.
- b. Se empezó con la toma de datos en el tiempo, midiendo:
 - 1) Temperatura del agua que contiene la cubeta ($^{\circ}\text{C}$)
 - 2) Temperatura del refrigerante en el condensador ($^{\circ}\text{C}$)
 - 3) Temperatura del refrigerante en el evaporador ($^{\circ}\text{C}$)
 - 4) El tiempo de la corrida (s)
- c. Se desconectó el compresor de la corriente eléctrica después de 2 horas
- d. Se ingresó los datos a las hojas de cálculo de Excel y se calculó y graficó el comportamiento de las temperaturas en el tiempo.
- e. Al ser una máquina térmica, con el propósito de calentar agua, se calculó el Coeficiente de Desempeño (COP) de calentamiento y así, se conoció la cantidad de energía que utiliza el compresor para elevar la temperatura del agua en el tiempo. Para el cálculo del COP de calentamiento se necesitó:
 - 1) Se determinó la potencia del compresor en kW.
 - 2) Se calculó el calor sensible ganado por el agua contenida en la cubeta, por medio de la temperatura inicial y final.
 - 3) Se dividió el calor sensible por la potencia del compresor.
 - 4) Se utilizó los medios bibliográficos necesarios para la realización de los cálculos.

VII. RESULTADOS

Con base en la metodología propuesta se evaluó las condiciones de operación de la fuente residual del condensador superior del evaporador de simple efecto. En este cuadro se observan las condiciones de operación de la fuente residual determinadas utilizando la metodología propuesta y la determinación del calor residual:

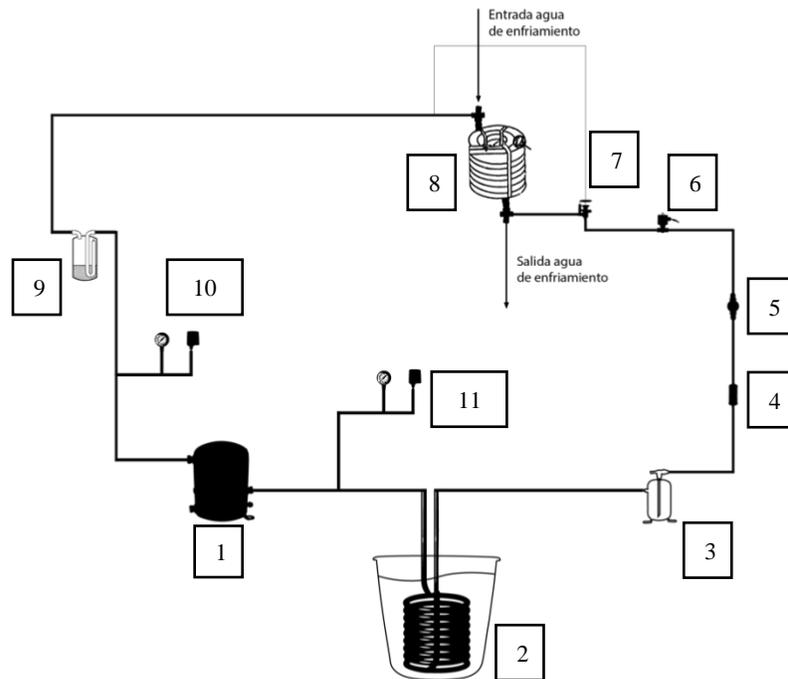
Cuadro 1. Metodología propuesta para evaluar las condiciones de la fuente de calor residual disponible en el condensador superior del evaporador de simple efecto del Laboratorio de Operaciones Unitarias

Parámetros medidos para calcular el calor residual	
Temperatura de entrada condensador (°C)	21.80
Temperatura de salida condensador (°C)	29.20
Caudal fuente residual (L/min)	11.17
Calor residual (kW)	6.202

- Para más detalle, revisar la sección D de la metodología, en donde se especifica paso a paso cómo se realizó la evaluación de los parámetros de medición.

A continuación, se muestra el sistema que se propuso para la bomba de calor calculada que opera en un rango de temperaturas 5/55 °C para calentar 32 L de agua para diluir azúcar:

Figura 33. Esquema propuesto de los componentes y controles de la bomba de calor para su funcionamiento adecuado.



Componentes y controles

1. Compresor
2. Cubeta que contiene el condensador sumergido
3. Recibidor de líquido
4. Filtro deshidratador
5. Visor de líquido
6. Válvula solenoide

7. Válvula de expansión termostática
8. Intercambiador de calor de tubos concéntricos (evaporador)
9. Acumulador de succión
10. Presostato de baja, y en la salida del compresor el presostato de alta
11. Líneas de toma de alta y baja presión

Cuadro 2. Especificaciones de la bomba de calor dimensionada que opera en un rango de temperaturas entre 5/55 °C y la selección de sus componentes principales y equipos de control

ESPECIFICACIONES DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES CALCULADOS DE LA BOMBA DE CALOR EN UN RANGO DE TEMPERATURA 5/55 °C	
COMPRESOR	
Eficiencia de operación (%)	80.00
Relación de compresión	4.27
Trabajo realizado por el compresor (kW)	2.39
Calor disponible en la fuente (kW)	8.11
Temperatura de sobrecalentamiento total (K)	7.00
VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA	
Presión de operación en el lado de alta temperatura (kPa)	1493.38
Presión de operación en el lado de baja temperatura (kPa)	350.07

Caída de presión (kPa)	1143.31
Remoción de calor (kW)	6.20
Subenfriamiento total (K)	6.00
Factor de subenfriamiento	1.03
Remoción de calor para selección (kW)	6.04
EVAPORADOR DIMENSIONADO PARA LA BOMBA DE CALOR	
Coefficiente global de transferencia de calor (W/m ² °C)	619.41
Área superficial de transferencia de calor (m ²)	0.56
Largo (m)	19.00
Diámetro de vuelta (m)	0.40
Número de vueltas	15.00
Altura (m)	0.58
Temperatura inicial (°C)	5.00
Temperatura final (°C)	10.00
Sobrecalentamiento útil (K)	5.00
Sobrecalentamiento en tubería (K)	2.00
Flujo másico refrigerante (kg/s)	0.051

Velocidad lineal (m/s)	1.00
Caída de presión en la línea (kPa)	31.65
CONDENSADOR DIMENSIONADO PARA LA BOMBA DE CALOR	
Coefficiente global de transferencia de calor (W/m ² °C)	519.91
Área superficial de transferencia de calor (m ²)	0.45
Largo (m)	15.00
Diámetro de vuelta (m)	0.28
Número de vueltas	16.00
Altura (m)	0.23
Temperatura inicial (°C)	55.00
Temperatura final (°C)	50.00
Sobrecalentamiento útil (K)	5.00
Sobrecalentamiento en tubería (K)	1.00
Flujo másico refrigerante (kg/s)	0.051
Velocidad lineal (m/s)	4.00
Caída de presión en la línea (kPa)	24.26

APLICACIÓN DE LA BOMBA DE CALOR	
Propósito	Mantener agua caliente en un rango de temperatura entre 50.00/55.00 °C
Calor disponible (kW)	8.11
Capacidad total (L)	40.00
Volumen de aplicación (L)	32.00
Masa de agua a calentar (kg)	31.86
Calor específico promedio (J/kg K)	4182.00
Temperatura inicial (°C)	20.00
Rango de temperatura de operación (°C)	50.00-55.00
Tiempo de calentamiento del agua (min)	17.00
Cantidad de azúcar para solubilizar (kg)	70.00-80.00
COEFICIENTES DE DESEMPEÑO	
COP de calentamiento	3.40
COP de enfriamiento	2.60
ESPECIFICACIONES DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES SELECCIONADOS PARA LA OPERACIÓN DE LA BOMBA DE CALOR EN UN RANGO DE TEMPERATURA 5/55 °C	
COMPRESOR	
Modelo	MTZ036-1

Tecnología	Alternativo
Configuración	Simple
Refrigerante	R134a
Control de capacidad	Fija
Velocidad (rpm)	3500.00
Refrigeración (kW)	6.19
COP refrigeración (W/W)	2.40
Calefacción (kW)	8.78
COP calentamiento (W/W)	3.41
Potencia (kW)	2.58
Corriente (A)	12.53
Frecuencia (Hz)	60.00
Alimentación (V)	208.00-220.00
Flujo másico (kg/s)	0.046
VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA	
Tipo	T2-4
Código	068Z3347
Capacidad nominal (kW)	7.48

Capacidad mínima (kW)	1.87
Carga (%)	83.00
Caída de presión (kPa)	1141.00
Velocidad lineal, entrada (m/s)	0.82
Punto MOP (°C)	15.00
Intervalo de temperatura de operación (°C)	-40.00 a 10.00
Recalentamiento estático (SS) (°C)	4.00
Presión de trabajo máxima (kPa)	3400.00
FILTRO DESHIDRATADOR	
Velocidad lineal (m/s)	0.82
Contenido de humedad antes de ser filtrado (ppm)	1050.00
Contenido de humedad después de ser filtrado (ppm)	50.00
Tipo	DCL 033/033s
Kv (m ³ /h)	1.05
Caída de presión (kPa)	2.20
Caída de temperatura (K)	0.10
Velocidad de entrada (m/s)	0.82

Capacidad de secado a 55 °C (kg)	3.55
Gotas retenidas por 1 kg de refrigerante en el sistema	21.00
Intervalo de temperatura de operación (°C)	-40.00 a 70.00
Presión de trabajo máxima (kPa)	4600.00
Tipo	Hermético
VISOR DE LÍQUIDO	
Tipo	SGP 10s
Kv (m ³ /h)	1.76
Caída de presión (kPa)	0.80
Caída de temperatura (°C)	-
Velocidad de entrada (m/s)	0.82
Código	014L0162
Intervalo de temperatura de operación (°C)	-50.00 a 80.00
Presión de trabajo máxima (kPa)	5200.00
VÁLVULA SOLENOIDE	
Tipo	EVU 5
Kv (m ³ /h)	0.65

Caída de presión (kPa)	5.80
Caída de temperatura (K)	0.20
Velocidad de entrada (m/s)	0.82
Estado de la válvula	Abierta
Caída de presión mínima (kPa)	0.00020
Capacidad de refrigeración mínima (kW)	3.63
Presión de trabajo máxima (kPa)	7000.00
Rango de temperaturas de operación (°C)	-40.00 a 105.00
PRESOSTATOS	
PRESOSTATO DE BAJA PRESIÓN	
Refrigerante	R134a
Categoría del rango de presión	Baja presión
Función rearme	Manual
Rango de regulación mínimo (bar)	-0.90
Rango de regulación máximo (bar)	7.00
Presión de trabajo máxima (bar)	17.00
PRESOSTATO DE ALTA PRESIÓN	
Refrigerante	R134a

Categoría del rango de presión	Alta presión
Función rearme	Manual
Rango de regulación mínimo (bar)	8.00
Rango de regulación máximo (bar)	32.00
Presión de trabajo máxima (bar)	35.00
ACUMULADOR DE SUCCIÓN	
Contenido de refrigerante calculado en bomba de calor (kg)	1.00
Capacidad de refrigerante (kg)	1.70
Caída de presión (kPa)	11.00
Caída de temperatura (K)	0.50
RECIBIDOR DE LÍQUIDO	
Marca	Emerson Technologies
Volumen de carga (%)	100.00
Capacidad (L)	1.48
Caída de presión (kPa)	20.00
Caída de temperatura (K)	0.91

- Las características técnicas de los componentes y controles de la bomba de calor se especifican en el Cuadro 2.

- Para más detalle, revisar la sección M de la metodología en donde se especifican los controles para el funcionamiento adecuado de una bomba de calor.
- El MOP de la válvula de expansión termostática es la Presión de Operación Máxima que puede recibir la válvula a una temperatura determinada.
- El tiempo de calentamiento del agua para la bomba de calor calculada es para elevar su temperatura de 20 °C a un rango entre 50 y 55 °C.
- Todos los equipos auxiliares de la bomba de calor seleccionada fueron calculados utilizando el simulador CoolSelector 2 de Danfoss excepto: receptor de líquido y el acumulador de succión.
- Los parámetros del acumulador de succión se obtuvo por parte del proveedor Emerson Technologies y el receptor de líquido por el proveedor Parker.

Cuadro 3. Parámetros de la bomba de calor construida

El prototipo de la bomba de calor construida es resultado de la comprobación de la metodología propuesta en el trabajo para la construcción de bombas de calor. El coeficiente de operación de calentamiento y los parámetros de medición del sistema en funcionamiento se presentan a continuación:

Parámetros de medición	
Rango de temperatura del condensador (°C)	24/48 °C
Rango de temperatura del evaporador (°C)	16/-5 °C
Rango de temperatura de la fuente (°C)	22/45 °C
Parámetro calculado	
Coeficiente de operación de calentamiento (COP _{cal})	1.91

- Para más detalle, revisar la sección N en la sección de metodología para la implementación de un sistema experimental, en donde se incluyen los materiales y equipos que se usaron para la construcción del prototipo de la bomba de calor, cómo se hizo y los controles utilizados para la toma de mediciones.
- En la sección F se encuentran las figuras del proceso de construcción del prototipo de la bomba de calor

VIII. ANÁLISIS DE RESULTADOS

El objetivo de este trabajo de graduación fue proponer una metodología para seleccionar e implementar los equipos y controles para la operación adecuada de una bomba de calor de baja entalpía que aprovecha la energía térmica residual del Evaporador de Simple Efecto en el Laboratorio de Operaciones Unitarias en la Universidad del Valle de Guatemala.

De las propuestas presentadas por Allyson Camposeco, el Evaporador de Simple Efecto es uno de los mejores equipos en donde existe el mayor potencial de aprovechamiento de calor por el uso frecuente en el laboratorio en comparación con los otros equipos. Dicho equipo se utiliza constantemente, además de ser utilizado para la evaporación de soluciones de sacarosa y etanol y para la producción de alcohol en gel. Por esta razón se escogió este equipo de laboratorio.

Se propuso una metodología para evaluar las condiciones de la fuente de calor residual seleccionada, midiendo las temperaturas y flujos del agua de enfriamiento para después analizar y realizar un balance energético que permitió calcular las condiciones de la fuente de calor residual disponible, contemplando la masa del agua de enfriamiento y la diferencia de temperatura generado entre la entrada y salida del agua de enfriamiento del condensador superior del evaporador de simple efecto. Este es el primer dato que se obtiene para poder dimensionar los principales componentes de la bomba de calor: compresor, válvula de expansión termostática, evaporador y condensador.

En el Laboratorio de Operaciones Unitarias, se observó que el agua bombeada de la torre de enfriamiento con bajo contenido calórico aumenta su temperatura cuando se le transfiere el calor de los vapores del evaporador para la condensación de estos. La metodología permite visualizar que, si se tiene un sistema en donde se tenga que utilizar agua o algún fluido que absorbe calor, por ejemplo, el aire, con el propósito de enfriar un medio, puede ser aprovechado como una fuente de calor residual para instalar una bomba de calor. Se calculó una carga calórica de 6.202 kW que tiene el agua de enfriamiento que sale del condensador superior del evaporador de simple efecto. Al realizar las mediciones de la fuente residual

no se tomó en cuenta el condensador inferior del evaporador de simple efecto porque sí se tenía un gradiente de temperatura, pero era tan bajo que, si se unía esa corriente con la del condensador superior, únicamente se reduciría el contenido calórico del condensador superior y el calor disponible para la bomba de calor hubiese sido menor.

La metodología empleada para calcular el calor residual que proviene de una fuente dinámica no es únicamente aplicable para el Evaporador de Simple Efecto en el Laboratorio de Operaciones Unitarias, sino que también puede ser utilizada en fuentes dinámicas, teniendo un sistema en donde sea posible medir la temperatura de la fuente con las herramientas adecuadas. También, puede ser utilizada para identificar si una fuente de calor residual es funcional para el sistema que se calculó.

Las bombas de calor de baja entalpía aprovechan el calor residual para transferir calor hacia una aplicación establecida y absorben calor en el lado del evaporador de una fuente anteriormente evaluada y calculada, por lo que están diseñadas y calculadas para condiciones de operación específicas. Por esto mismo, la metodología propuesta también es estricta mencionando las condiciones de operación del evaporador, para saber los factores externos que pueden afectar las condiciones de operación de la bomba de calor. Es importante mencionar que mientras se tomó los datos de la fuente de calor, el evaporador estuvo operando con el vapor saturado proveniente de la caldera que opera en un rango de presión entre 80-100 psi el día de la medición de la fuente de calor residual. Únicamente era el evaporador de simple efecto con una solución de etanol operando ese día por lo que recibió la mayor cantidad de vapor posible. Si otros equipos utilizaran vapor saturado de la caldera, puede disminuir el flujo másico que recibe el balón del evaporador y como consecuencia, disminuir la velocidad de transferencia de calor al balón. Los ciclos de carga de vapor en la caldera y descarga, pueden afectar la transferencia de calor en el tiempo para los equipos porque el contenido energético del vapor disminuye. Se determinó que la temperatura del agua de enfriamiento del condensador superior al inicio y al final tiene una variación de aproximadamente 8 grados centígrados, por lo que los cambios de presión en la caldera no es una variable para considerar.

También es importante tomar en cuenta el contenido del balón en el evaporador, porque si es una solución de azúcar-agua, el calor latente de vaporización del agua es mayor que la del etanol y mejora la transferencia de calor, pero el flujo másico de transferencia podría ser menor porque la solución necesita más calor para evaporar el agua. Ahora, si es una solución de etanol lo que contiene el balón, el calor latente de vaporización es menor, pero el flujo másico del sistema podría ser mayor porque la temperatura de evaporación es menor en comparación con el agua y es resultado del aumento del contenido calórico para transferir calor al agua de enfriamiento que pasa por el condensador.

Otro punto para considerar para que se pueda aprovechar al máximo el contenido calórico de la fuente residual es que la bomba de calor esté instalada lo más próximo al evaporador. La temperatura promedio de entrada del agua de enfriamiento al condensador es de 21.8 ± 0.1 °C y la de salida de 30 ± 0.1 °C, para tener un gradiente de 8.2 °C y como resultado, una fuente baja de calor residual. Si se instala una bomba de calor no tan próxima al Evaporador de Simple Efecto, se perderá calor provocando la reducción de la temperatura del agua residual y el flujo de ésta por pérdida de presión y fricción.

Para aprovechar de la mejor forma posible la fuente de calor, se propone utilizar una tubería de polietileno de alta densidad por su baja conductividad térmica en la salida del condensador superior del evaporador, con un diámetro nominal de $\frac{3}{4}$ " , y para favorecer la transferencia de calor al evaporador de la bomba de calor y del condensador a la fuente, una tubería de cobre de $\frac{1}{4}$ " de diámetro nominal tipo L por su alta conductividad térmica. El polietileno de alta densidad es utilizado en la mayoría de los sistemas instalados para transportar agua con bajo contenido calórico por su costo accesible y lo maleable que puede ser. El cobre también ofrece un precio muy accesible, es ligero, moldeable y fácil de soldar para su instalación. Por otro lado, también se respalda que, para bombas de calor de baja entalpía, como en la tesis de Allyson Camposeco, este juego de diámetros nominales se adecúa bien para favorecer la transferencia de calor y tener una baja caída de presión en la compresión del refrigerante R-134a en los intercambiadores de calor. Se utilizó dicho refrigerante ya que cumplía con el rango de operación en el cual se trabajó. También, por su disponibilidad, acceso y costo del refrigerante en la ciudad de Guatemala.

Es importante mencionar que el cambio de refrigerante del sistema es una posibilidad y por eso, se toman en cuenta estas consideraciones.

Por otro lado, es importante mantener las velocidades de los fluidos constantes durante el tiempo de operación de la bomba de calor. Si la velocidad del agua de enfriamiento aumenta, se aumentaría el calor residual y la transferencia de calor, generando menor sobrecalentamiento en la tubería de succión del compresor (evaporador) y la bomba de calor cambiaría las condiciones de operación. Este aumento de temperatura permitiría más paso de refrigerante hacia el compresor, y al refrigerante líquido ya no le daría tiempo de realizar su cambio de estado para entrar como un vapor sobrecalentado al compresor y arruinarlo, porque la válvula de expansión termostática trabajaría con un 100% de carga. Por consiguiente, si la transferencia de calor por parte del agua de enfriamiento es menor hacia el evaporador de la bomba de calor, la válvula de expansión termostática no permitiría el paso de refrigerante para lo que fue diseñada y será menor este flujo. En este caso, el refrigerante tendría mayor sobrecalentamiento, y cedería su calor latente iniciando su paso por el evaporador, por lo que no se aprovecharía el largo del intercambiador de calor diseñado. Por eso, es importante controlar las velocidades de los fluidos, para que el sobrecalentamiento del evaporador sea el adecuado para su operación.

Se realizó el cálculo del ciclo de Rankine en un rango de temperaturas de 5/55 °C. Este ciclo permite conocer la energía que necesita el compresor para lograr operar en el rango de temperaturas establecido y con el calor residual disponible en el evaporador de la bomba de calor, el cual es cedido por la fuente de calor residual. También, conocer el trabajo que realiza la válvula para disminuir la presión del refrigerante a las temperaturas establecidas.

Como lo indica McCabe en su libro de Operaciones Unitarias, el compresor debe de trabajar con una relación de compresión menor a 10 para que trabaje correctamente, y en caso este sea mayor, se tendría que trabajar en serie con otro. La presión de trabajo en el lado de baja temperatura es de 350.07 kPa y del lado de alta temperatura de 1493.38 kPa, dando una relación de compresión calculada de 4.27, lo cual indicó que únicamente con un compresor se alcanza las temperaturas de operación de una manera

segura y sin sobre esforzar al compresor. El cálculo isentrópico del compresor ayuda a visualizar de qué manera aumenta la entropía del sistema al trabajar con distintas eficiencias como se puede observar en el cuadro 11 de anexos. Se realizaron cálculos con eficiencias del compresor entre 70 y 80%, y con base a estos resultados se comparó en el simulador CoolSelector 2 de Danfoss para conocer la mejor coincidencia que ofrece el simulador en cuanto al compresor. No se realizó la comparación con el compresor a condiciones isentrópicas porque como McCabe menciona en la literatura, la mejor eficiencia con la que opera un compresor es al 80%. Con una eficiencia del 80%, el compresor utiliza 2.39 kW de potencia y tiene la capacidad de ceder 8.11 kW de calor a la fuente que se desee. En las condiciones de operación de la válvula expansiva, esta recibe una caída de presión de 1143.31 kPa para realizar una remoción de calor en el sistema de 6.202 kW. El compresor consume una mayor cantidad de energía comparado a condiciones isentrópicas porque la entropía del refrigerante en la compresión aumenta al igual que la entalpía, pero la cantidad de energía consumida es el mejor escenario de acuerdo con las eficiencias posibles mencionadas por McCabe. Por lo tanto, al utilizar un compresor que opera al 80% de eficiencia se obtuvo el coeficiente de desempeño (COP) más alto posible para calentamiento y enfriamiento. Con las condiciones calculadas, se puede continuar con el cálculo de los intercambiadores de calor que necesita la bomba y más adelante, seleccionar los equipos y colocarlos en orden para proponer todo el ciclo de compresión de vapor de una bomba de calor. Para terminar con el ciclo Rankine, se calcula un COP de calentamiento de 3.40 y uno de enfriamiento de 2.60. El sistema que se calculó consume menor energía de la que es capaz de ceder a las fuentes seleccionadas.

Se eligió dimensionar un condensador de tubos concéntricos con los flujos a contracorriente para favorecer el cambio de transferencia de calor en el lado del evaporador de la bomba de calor porque según la literatura, la transferencia de calor con el flujo a contracorriente se favorece más que en el mismo sentido de flujo. Estos intercambiadores de calor son económicos en comparación con los intercambiadores de calor de concha y tubo o de placas para su construcción e instalación, y tienen la capacidad de transferir calor en un espacio reducido. Se dimensionan con los factores de ensuciamiento de cada fluido para prevenir que, con el paso del tiempo y uso constante, la transferencia de calor no disminuya de manera perjudicial. Como los factores de ensuciamiento aumentan el largo de tubería, se

están sobredimensionando los intercambiadores de calor por seguridad. En caso sea necesario hacer un servicio o cambio de alguna tubería, estos intercambiadores de calor ofrecen la característica de desmontarse sin problema y ser fáciles de construir para colocarlos o instalarlos nuevamente en la bomba de calor. El sistema de bomba de calor diseñado para el condensador superior del Evaporador de Simple Efecto tiene un diseño en donde el agua residual sale por la tubería inferior del condensador superior e ingresa por la tubería externa que rodea al evaporador de la bomba de calor, ya que está instalada debajo del Evaporador de Simple Efecto. Al salir del intercambiador de calor de la bomba de calor, el agua residual ingresa nuevamente al condensador superior del Evaporador de Simple Efecto y se mantiene el circuito cerrado con la bomba de calor dimensionada. La bomba de calor a diferencia de la torre de enfriamiento permite utilizar el calor que antes se disipaba al medio ambiente. La bomba centrífuga de agua succiona el agua de enfriamiento que está contenida en el reservorio de la torre de enfriamiento.

Antes de realizar los cálculos de los intercambiadores de la bomba de calor se tienen que seleccionar las condiciones de sobrecalentamiento que se tienen en la succión del compresor. Según la literatura para un equipo que opera con una temperatura de evaporación de 5 °C, el sobrecalentamiento útil es de 5 °C y el de tubería de 2 °C. Por eso, el evaporador tiene un sobrecalentamiento total de 7 K, y la temperatura de succión del compresor es de 12 °C. La razón por la cual este sobrecalentamiento es bajo es para proteger al compresor de succionar refrigerante a altas temperaturas, y en este caso, el mismo refrigerante ayuda al enfriamiento del compresor para evitar el sobrecalentamiento de este y lastimarlo. También, el fabricante Danfoss indica que para dimensionar tuberías que utilizan R-134a en el lado del evaporador en un sistema de refrigeración/calentamiento, se considera una velocidad de 1 m/s para la dimensionar equipo. Después de realizar los cálculos necesarios para asegurar el aumento de temperatura mencionado en el evaporador y siendo el agua residual quien cede su calor, se obtuvo un coeficiente global de transferencia de calor de 619.41 W/m²°C para obtener un área superficial de 0.56 m². Con estas dimensiones se obtiene un largo de tubería de 19 m, con un diámetro de vuelta de 0.4 metros, teniendo un total de 15 vueltas de la tubería de cobre y una altura de 0.58 m. La caída de presión ocasionada por la tubería de cobre del evaporador es de 31.65 kPa. El dimensionamiento se realiza a una velocidad

constante de ambos fluidos para que la caída de presión siempre sea la misma y así, disminuir las variaciones que puedan afectar el coeficiente de desempeño del equipo.

Después se eligió la aplicación que recibiría el calor generado en la parte del condensador de la bomba de calor. Se seleccionó un recipiente de 40 L del Laboratorio de Operaciones Unitarias y se definió que el 80% del recipiente ocuparía agua para que no se rebalse el contenido al manipularlo o moverlo de lugar. Por lo que el contenido de agua sería de 32 L. La bomba de calor puede aumentar la temperatura de 20 °C a 50-55 °C del recipiente. Los 32 L de agua en el rango de temperatura mencionado, puede diluir 80 kg de azúcar que pueden ser utilizados para las fermentaciones que se realizan en el laboratorio y sustituir el calentamiento por el horno eléctrico que se usa actualmente.

Como el condensador de la bomba de calor está sumergido en un recipiente con agua, solamente se tiene transferencia de calor por convección natural en el recipiente. Y al igual que el evaporador, la lectura menciona que para sistemas con 5 °C de evaporación, el subenfriamiento útil en la tubería de alta temperatura tiene que ser de 5 °C y el subenfriamiento de tubería de 1 °C para asegurar que la válvula de expansión termostática reciba únicamente líquido subenfriado y no trazas de vapor para no dañarla. También, Danfoss menciona que para dimensionar tuberías de alta temperatura con R-134a se utiliza una velocidad de 4 m/s. De acuerdo con las condiciones especificadas, se calculó un coeficiente global de transferencia de calor de 519.91 W/m²°C y un área superficial del intercambiador de 0.45 m² para dar un largo de tubería de 15 m. A este largo se le dio un diámetro de 0.28 m para que entre sin ningún problema en el recipiente de 40 L y calentar. La caída de presión calculada en la tubería del condensador fue de 24.26 kPa.

Después se seleccionan los componentes de la bomba de calor para su operación, como se observa en la Figura 31 en la sección de resultados. Cada componente propuesto cumple una función específica.

En el punto 3 se tiene un recibidor de líquido, el cual asegura siempre la constante succión de refrigerante en estado líquido hacia la válvula de expansión termostática, por eso, el refrigerante entra por

la parte posterior del recibidor y la tubería de cobre que succiona el fluido llega hasta la parte inferior del recipiente como se observa en la figura 48 en anexos. Este mecanismo asegura que las posibles trazas de vapor que pasan por la salida del condensador no lleguen a la válvula de expansión termostática.

En el punto número 4 se tiene un deshidratador de líquido, que como especifican los fabricantes de sistemas de refrigeración, no se desea agua en el sistema, y este equipo cumple con esa función mientras la bomba de calor opera.

En el punto 5, es un visor de líquido el que indica si el subenfriamiento del refrigerante está sucediendo. En caso se vean burbujas en el visor, se detectan fallas en el equipo, que pueden ser, obstrucción en el filtro deshidratador o suciedad en el condensador, y sea necesario cambio de tubería de cobre.

En el punto 6 se tiene una válvula solenoide, que cumple con una función muy importante en el equipo propuesto porque protege al compresor de la bomba de calor y a ella misma. Cuando la bomba de calor se desconecta de la corriente, el compresor manda una señal a la válvula solenoide para que se cierre y protege al compresor del líquido refrigerante y a la válvula expansiva del vapor refrigerante.

En el punto 9 está el acumulador de succión, que básicamente retiene refrigerante líquido en caso se tengan trazas muy grandes en el vapor que succiona el compresor.

En el punto 10 se presenta el presostato de baja y en el lado de descarga, el presostato de alta. Estos componentes protegen al compresor. Por ejemplo, si la presión de succión se encuentra debajo del límite establecido, el presostato le manda una señal al compresor para detener su operación. Y en el lado de alta temperatura, cuando la presión de descarga del compresor es muy elevada, el presostato se dispara y apaga el compresor. Esto es importante porque si las condiciones de operación de la bomba de calor cambian, los presostatos verifican que se esté operando en el rango establecido y si no es el caso, detienen la operación de la bomba de calor.

Con el orden establecido y los componentes seleccionados, el resultado es una bomba de calor que funciona de manera segura, y que opera con las presiones de trabajo establecidas. En caso se presentaran cambios en las condiciones de la fuente residual, por ejemplo, que la cantidad de calor aumente o disminuya, la bomba de calor es capaz de detectar el problema y parar el ciclo para no sobrecargarlo o dañarlo.

Luego de haber explicado la función de cada componente dentro de la bomba de calor propuesta y los cálculos realizados por el Ciclo de Rankine operando con un compresor con 80% de eficiencia, se seleccionan los distintos componentes de acuerdo con lo que ofrece Danfoss y otros fabricantes.

El simulador sugiere el compresor MTZ036-1 con las especificaciones del Cuadro No. 2 de la sección de resultados. Este compresor ofrece 8.775 kW para calefacción, con un COP de calentamiento de 3.41, COP de enfriamiento de 2.40 y un consumo de potencia del 2.575 kW. Si se compara con los resultados obtenidos en el Ciclo de Carnot, se puede verificar que el ciclo calculado describe satisfactoriamente las condiciones de operación del sistema y que éste sería el adecuado para la operación del ciclo en el rango 5/55°C. La Figura 37 en anexos indica los límites de operación del compresor, por lo que se vuelve algo flexible su operación, esto quiere decir que, si hay cambios en las condiciones, el compresor puede soportarlas.

Ahora, con la válvula de expansión termostática se seleccionó una de tipo T2 con una capacidad nominal de 7.438 kW y una mínima de 1.871 kW como se observa en la Figura 40. La caída de presión de esta válvula dada las condiciones de operación es de 1141 kPa que es muy parecido también a lo establecido en el ciclo de Rankine, y debido al subenfriamiento total establecido de 6 K el fabricante menciona que el factor de corrección es de 1.027 y es resultado de una remoción de calor de 6.202 kW. Esto indica que el refrigerante se ha enfriado más de lo que se especifica en el ciclo, por lo tanto, la válvula expansiva tiene que disipar menos calor al disminuir la presión del refrigerante. Esta válvula de expansión termostática opera con una carga del 83% cuando la remoción de calor es de 6.202 kW, y se

abre al 100% cuando aumenta la carga de calor y disminuye si pasa el caso contrario. Esta válvula opera con el punto MOP (Presión de Operación Máxima), el cual es un sistema de seguridad, y funciona cuando la temperatura de succión del compresor es de 15 °C. Entonces, cuando el sobrecalentamiento aumenta 3 K más de lo establecido, todo el contenido de refrigerante en el bulbo se evapora, y la válvula se cierra mientras el contenido de refrigerante regresa al bulbo de la válvula. La presión de trabajo máxima que ofrece esta válvula es de 3400 kPa.

Luego, el simulador recomienda un filtro deshidratador DCL 033/033s el cual absorbe agua de 1050 ppm a 50 ppm en el refrigerante, equivalente a 21 gotas de agua. Cabe resaltar que seguramente hay más contenido de agua si la tubería fue expuesta al ambiente, pero estos filtros pueden secar hasta 3.552 kg de refrigerante, y el sistema propuesto, por el largo de la tubería calculado, únicamente necesita 1 kg para su llenado. Este equipo representa una caída de presión de 2.2 kPa del sistema.

El visor de líquido tipo SGP 10s, el cual tiene una caída de presión igual al filtro deshidratador, opera en un intervalo de -50 a 80 °C, por lo que funciona adecuadamente. La caída de temperatura del filtro y del visor de líquido son despreciables por la baja caída de presión.

La válvula solenoide seleccionada es la EVU 5 que representa una caída de presión de 5.8 kPa y 0.2 K de temperatura. La capacidad de refrigeración mínima aceptable es de 3.63 kW como se observa en la Figura 43. La presión máxima de trabajo es de 7000 kPa por lo que no hay riesgo de llegar a esa presión de operación.

Los presostatos de alta y baja no representan caída de presión o temperatura, pero lo importante son los rangos de operación que permiten, y son exclusivos para R134a. En el lado de baja la regulación mínima permitida es de -90 kPa y máxima de 700.0 kPa, dando una presión de trabajo máxima de 1700.0 kPa, a la cual no llegaría la bomba de calor propuesta calculada. Luego, el de alta presión ofrece un rango de operación mínimo de 800 kPa y uno máximo de 3200 kPa, dando como presión máxima 3500 kPa. Ambos rangos de presión son adecuados para la operación de la bomba de calor.

En el caso del acumulador de succión que se muestra en anexos en la Figura 48, permite una capacidad máxima de 1.7 kg de refrigerante y la bomba de calor opera con 1.0 kg. El acumulador representa una caída de presión de 11.00 kPa y 0.5 K de temperatura.

El recibidor de líquido que se presenta en la Figura 47, que permite el 100% de volumen de carga del refrigerante contenido en la bomba de calor, tiene una capacidad de 1.58 L, da la mayor caída de presión de 30 kPa y de temperatura de 0.91 K.

La lectura menciona que si la caída de presión de los componentes y controles es mayor a 1 bar (100 kPa) en la bomba de calor, se tendría que cambiar la válvula de expansión termostática de la bomba de calor propuesta y no operaría de forma correcta. En caso de que esto fuera cierto, la válvula de expansión termostática tendría que ser seleccionada con un compensador externo porque la caída de presión no permitiría que la válvula de expansión sin compensador se abra para permitir el flujo de refrigerante en el evaporador. Por eso, al finalizar con la selección de equipos se sumó la caída de presiones en el lado de alta y de baja ocasionado por el largo/fricción de los intercambiadores de calor y los componentes seleccionados. Dando el lado de alta temperatura una caída de presión de 53.16 kPa y el lado de baja de 42.65, con un total de 96.00 kPa de caída de presión total. Por lo que los componentes seleccionados funcionan de forma adecuada y permiten a la bomba de calor trabajar en las condiciones previamente especificadas.

Luego, se definieron los pasos para implementar y construir un prototipo de una bomba de calor y se comprobó su funcionamiento manteniendo las temperaturas de operación constantes de los intercambiadores de calor, logrando aumentar la temperatura de 14 L de agua de a 25 °C a 48 °C, utilizando un compresor de 1/8 de potencia (hp) durante 2 horas. En la Figura 47 se puede ver una gráfica del aumento de la temperatura del agua contenida en la cubeta del sistema construido. Se tomaron 2 horas por corrida debido a que, al llegar a este tiempo de operación, el compresor se sobrecalentó y se corría el riesgo de que el equipo se dañe porque está operando a condiciones mayores a las que está diseñado.

Después del tiempo establecido de operación se logró alcanzar una temperatura alrededor de los 48 ± 1 °C en todas las corridas, por lo que la bomba de calor cumplía con el propósito inicial, que era calentar agua.

De igual forma, se controló la temperatura del refrigerante en el evaporador en el tiempo, y como indica la teoría, después de cierto tiempo debería estar operando a condiciones constantes o lo más constante posible. En la Figura 48, se puede observar que desde el tiempo 0 a 80 minutos el refrigerante experimenta cambios drásticos en la temperatura del evaporador que oscilan entre 0 y -5 °C. Pero, después de los 80 minutos de operación, la bomba de calor empieza a nivelar sus condiciones de operación, manteniendo sus temperaturas entre -1 y -3 °C.

Para el lado de alta temperatura en la figura 49, se puede observar el comportamiento del refrigerante en el condensador con respecto al tiempo, y al igual que el evaporador después de los 80 minutos de operación se puede apreciar que la temperatura empieza a equilibrarse. La temperatura de condensación llegó a 49 °C aproximadamente, la cual es muy parecida a la temperatura del agua en la cubeta.

Durante la operación de la bomba de calor, el evaporador se congeló al igual que el tubo capilar porque la temperatura de estos componentes es inferior a la temperatura del ambiente, lo que ocasionó que se depositara la humedad en las partes mencionadas. Es notable ver que la temperatura del agua de la cubeta se asemeja poco a poco a la temperatura del refrigerante en el condensador. Lo que ocasiona esto es que se empiece a descongelar el lado de baja temperatura, porque la temperatura de succión aumenta, y el tubo capilar ya no recibe el refrigerante a las mismas condiciones, por lo tanto, esto es resultado de que la temperatura de succión del compresor aumenta y, por ende, el cuerpo del compresor aumenta su temperatura con el tiempo. Esto sucede porque el refrigerante ya no disipó la misma cantidad de calor a la fuente, por lo que sale del condensador a mayor temperatura y entra con mayor potencial calórico a la válvula de expansión termostática y a la succión del compresor. Cuando el sistema se enciende, casi todo el lado de baja temperatura sumando el tubo capilar están congelados, pero se debe tener cuidado porque

se puede congelar una gota de agua dentro del tubo capilar y arruinar el sistema. Por lo tanto, mientras el refrigerante aumenta su temperatura, se disminuye el riesgo de taponamiento en el tubo capilar.

Finalmente, se calculó el coeficiente de desempeño de calentamiento (COP) de la bomba de calor construida y se obtuvo un promedio de 1.91, especificando que por cada kW de potencia consumida del compresor se está administrando 1.91 kW de calor a la cubeta que contiene agua. Es un resultado aceptable porque el compresor brindado por la universidad funcionaba específicamente para enfriar en una refrigeradora marca Fogel, y tenía la capacidad de llegar a la temperatura de refrigeración de hasta -25 °C. Por lo tanto, se estuvo operando la bomba de calor a temperaturas críticas. Comparando el funcionamiento de la bomba de calor construida con la calculada y propuesta, el evaporador toma la energía de la temperatura ambiente, en el caso de la calculada y propuesta, toma el residuo térmico del agua de enfriamiento. En ambos escenarios, la temperatura a la que está expuesto el serpentín de cobre, es mayor que la temperatura del refrigerante dentro de la tubería, ocasionando el cambio de estado del refrigerante. La temperatura ambiente de la bomba de calor construida sustituye al agua residual de la bomba de calor construida proveniente de la torre de enfriamiento que se calienta en el condensador superior del evaporador de simple efecto. Y, la bomba de calor construida tiene sumergido el condensador en un volumen de agua estático, únicamente cediendo su calor disponible por medio de la convección natural. Tomando en cuenta los factores mencionados, se puede inferir que el comportamiento graficado de los intercambiadores de calor y el cambio de temperatura en la aplicación sería muy similar al comportamiento que se tendría si la bomba de calor calculada y propuesta fuera construida.

IX. CONCLUSIONES

1. Se logró proponer e implementar una metodología que permitió evaluar las condiciones de la fuente de calor residual disponible en el condensador superior del evaporador de simple efecto, siendo esta de 6.202 kW.
2. Por medio de la compresión del refrigerante R-134a que opera en el rango de temperaturas 5/55 °C y que recibe una cantidad de 6.202 kW de calor residual, se calculó una bomba de calor que opera con un coeficiente de desempeño de desempeño (COP) de calentamiento y enfriamiento de 3.4 y 2,6, respectivamente. La bomba está compuesta por un evaporador de 19 m, con un diámetro de vuelta de 0.4 m y 15 vueltas, un condensador de 15 m, con un diámetro de vuelta de 0.28 m y 16 vueltas, un compresor con una eficiencia del 80% con una potencia de 2.39 kW y una caída de presión de 1143.38 kPa por la válvula de expansión termostática. La bomba de calor tiene la capacidad de entregar 8.11 kW a 32 L de agua para elevar su temperatura de 20 a 50/55 °C en 17 min con el propósito de diluir azúcar para los medios fermentativos del Laboratorio de Operaciones Unitarias.
3. Se logró calcular y seleccionar los equipos de control de la bomba de calor que opera en el rango de temperaturas 5/55 °C para tener una operación adecuada del sistema a condiciones de operación específicas, los cuales fueron: recibidor de líquido, filtro deshidratador, visor de líquido, válvula solenoide, presostatos de alta y baja presión y acumulador de succión.
4. Se implementó un sistema experimental a una escala pequeña que demuestra el comportamiento de las bombas de calor y cómo operan alrededor del tiempo, adaptando un compresor de refrigeradora de 1/8 hp para elevar la temperatura de 14 L de agua de 25 a 48 °C.

X. RECOMENDACIONES.

1. Evaluar distintas fuentes de energías renovables para el funcionamiento y operación de una bomba de calor, como los paneles solares instalados en la Universidad del Valle de Guatemala para ser utilizada en los equipos del Laboratorio de Operaciones Unitarias.
2. Evaluar la propuesta de dimensionar una bomba de calor que pueda mantener la temperatura de condensación y evaporación constante para controlar temperaturas de fermentación o producción de biodiesel.
3. Evaluar fuentes residuales de calor en las industrias guatemaltecas y proponer una bomba de calor que tenga aplicación en la climatización de sus edificios u oficinas.
4. Evaluar el ahorro energético y económico que podrían tener las industrias guatemaltecas si se aprovechan los residuos térmicos al ingresarlos a una bomba de calor.

XI. BIBLIOGRAFÍA

- Aldolfo, L. (Julio de 2020). *FESMEX*. Obtenido de Fluid Equipment Supply: <https://www.fesmex.com.mx/article/que-es-un-presostato/>
- Averfalk, H., Ingvarsson, P., Persson, U., Gong, M., & Werner, S. (2017). Coupling of geothermal heat pumps in Swedish district heating systems. *Elsevier*, 79(1).
- Benitez, A., Espinosa, F., & Silva, O. (2010). Comportamiento termodinámico de un ORC operando con varias sustancias para el aprovechamiento de fuentes térmicas de bajo Bajo Potencial. *Revista Avanzada Científica*, 13, 48-56.
- Branch, J. (2020). *Copper Tube Handbook. Industry Standard Guide for the Design and Installation of Copper Piping Systems*. New York: Copper Development Association.
- Brockway, A., & Delforge, P. (2018). Emissions reduction potential from electric heat pump in California homes. *The Electricity Journal*, 31(9), 44-53.
- Danfoss. (Mayo de 2022). *Danfoss Engineering Tomorrow*. Obtenido de Presostatos Industriales: https://www.danfoss.com/es-es/search/?query=presostatos&filter=documentationLanguage%3Aes_es%2CdocumentationArchived%3Afalse
- Energy, U. D. (6 de Enero de 2007). *usa gov*. Obtenido de Energy Efficiency and Renewable Energy: <https://www.usa.gov/federal-agencies/energy-efficiency-and-renewable-energy>
- García, A., & Martínez, I. (2012). Estado Actual de Desarrollo de las Bombas de Calor Geotérmico. *Revista Mexicana de Geoenergía*, 12(2), 58-66.
- Goh, L., Othman, M., Rusian, H., & Sopian, K. (2011). Review of heat pump systems for drying application. *Elsevier*, 15(9), 4788-4796.
- Guzda, A., & Szmolke, N. (2016). Compressors in Heat Pumps. *Machine Dynamics Research*, 39.
- Hundy, G., Trott, A., & Welch, T. (2016). *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*. Oxford: Elsevier.

- Jouhara, H., & Olabi, A. (2018). *Industrial waste heat recovery*. Obtenido de Energy: 10.1016/j.energy.2018.07.013
- Liu, X., Malhotra, M., Walburger, A., Skinner, J., & Blackketter, M. (2016). Performance Analysis of a Ground-Source Heat Pump System Using Mine Water as Heat Sink and Source. *ASHRAE Transactions*, 122(2).
- Mahmoudi, A., Fazli, M., & Morad, M. (2018). *A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle*. Obtenido de Applied Thermal Engineering: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136>
- Martinez, F., & Gómez, E. (2008). *Bombas de calor y energías renovables en edificios*. Madrid: Paraninfo Cengage Learning.
- McCabe, W., Smith, J., & Harriott, P. (2007). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. Ciudad de México: McGraw-Hill.
- Perko, J., Dugec, D., Topic, D., Sljivac, D., & Kovac, Z. (2011). Calculation and Design of the Heat Pumps. *3rd International Youth Conference on Energetics*.
- Perry, R., & Green, D. (1997). *Perry's chemical engineers' handbook*. New York: McGraw-Hill.
- Popovski, E., Aydemir, A., Fleiter, T., Bellstädt, B. R., & Steinbach, J. (2019). The role and costs of large-scale heat pumps in decarbonising existing district heating networks. *Energy*, 918-933.
- Rey, F., & Velasco, E. (2008). *Bombas de calor y energías renovables en edificios*. Madrid: Paraninfo Cengage Learning.
- Serth, R., & Lestina, T. (2014). *Process Heat Transfer*. Boston: Elsevier/Academic Press.
- Sixsmith, T., & Hanselka, R. (1997). *Handbook of Thermoplastic Piping System Design*. New York: Marcel Dekker, Inc.
- Smith, J., Van Ness, H., & Abbott, M. (2007). *Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química*. Ciudad de México: McGraw-Hill.
- Staffel, I., Brett, D., Brandon, N., & Hawkes, A. (2012). A review of domestic heat pumps. *Energy and Environmental Science*, 5(11), 91-92.
- Technologies, E. (2006). *Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado*. Ciudad de México: Emerson Climate Technologies.

- Towler, G., & Sinnott, R. (2008). *Chemical Engineering Design. Principles, practice and economics of Plant and Process Design*. Boston: Elsevier.
- Trillat-Berdal, V., Soyri, B., & Achard, G. (2006). Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors. *Elsevier*, 27(10), 1750-1752.
- Whitman, W., & Johnson, W. (2000). *Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado*. Madrid: Paraninfo.
- Xu, Z., Wang, R., & Yang, C. (2019). Perspectives for low-temperature waste heat recovery. *Energy*, 1037-1043.

XII. ANEXOS

A. Datos originales

Cuadro 4. Control de la temperatura ambiente y la presión barométrica el día de la toma de datos

Condiciones ambientales					
No.	Hora (p.m.)	Temperatura ambiente torre ($\pm 1.8^{\circ}\text{C}$)	Temperatura ambiente destilación ($\pm 1.8^{\circ}\text{C}$)	Presión barométrica torre ($\pm 0.03\text{mbar}$)	Presión barométrica destilación ($\pm 0.03\text{mbar}$)
1	4:40:00	21.1	20.3	988	991
2	4:45:00	20.9	20.1	988	991
3	5:00:00	20.9	20.1	988	991
4	5:12:00	20.8	20.1	988	991
5	5:21:00	20.7	20.1	988	991
6	5:30:00	20.7	19.9	988	991
7	5:40:00	20.6	19.8	988	991
8	6:00:00	20.4	19.6	988	991
9	6:10:00	20.2	19.4	988	991
10	6:20:00	20.2	19.4	988	990.5
11	6:30:00	20.1	19.3	988	a990.5

Condiciones ambientales					
No.	Hora (p.m.)	Temperatura ambiente torre ($\pm 1.8^{\circ}\text{C}$)	Temperatura ambiente destilación ($\pm 1.8^{\circ}\text{C}$)	Presión barométrica torre ($\pm 0.03\text{mbar}$)	Presión barométrica destilación ($\pm 0.03\text{mbar}$)
12	6:53:00	19.8	19	988	990.5
13	7:02:00	19.6	19	988	990.5
14	7:15:00	19.5	18.8	989	991
15	7:30:00	19.3	18.7	989	991
PROMEDIO		20.32	19.57	988.13	990.87
PROMEDIO		19.95		989.50	

- Se controló la temperatura y la presión del ambiente por medio de dos barómetros que se encuentran en el Laboratorio de Operaciones Unitarias, para conocer las condiciones a las que trabajaría la bomba de calor.

Cuadro 5. Control de la temperatura del agua residual en la torre de enfriamiento

Torre de enfriamiento				
No.	Hora (p.m.)	Digital (torre)	Termómetro de alcohol	Termocupla
		Temperatura entrada ($\pm 0.01^{\circ}\text{C}$)	Temperatura entrada ($\pm 0.01^{\circ}\text{C}$)	Temperatura salida ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)
1	4:40:00	19.0	19.0	16.5
2	4:45:00	19.0	19.0	16.5
3	5:00:00	19.0	19.0	16.5
4	5:12:00	19.0	19.0	16.5
5	5:21:00	19.0	19.0	16.5
6	5:30:00	19.0	19.0	16.5
7	5:40:00	19.0	19.0	16.6
8	6:00:00	19.0	19.0	16.8
9	6:10:00	18.0	19.0	16.9
10	6:20:00	18.0	19.0	17
11	6:30:00	18.0	19.0	17

Torre de enfriamiento				
No.	Hora (p.m.)	Digital (torre)	Termómetro de alcohol	Termocupla
		Temperatura entrada (±0.01°C)	Temperatura entrada (±0.01°C)	Temperatura salida (±0.1°C)
12	6:53:00	18.0	18.5	16.9
13	7:02:00	18.0	18.2	16.9
14	7:15:00	18.0	18.5	16.9
15	7:30:00	18.0	18.2	16.8
PROMEDIO		18.5	18.8	16.7
PROMEDIO		18.7		

- Se tomó control de la temperatura de los condensados que regresaban a la torre de enfriamiento y la temperatura a la que se realizaba la succión del agua de enfriamiento, lista para ser bombeada al Evaporador de Simple Efecto.

Cuadro 6. Medición del caudal en la parte superior de la torre de enfriamiento del agua residual

Mediciones del caudal del agua residual					
No	Hora (p.m.)	Volumen (± 20 ml)	Tiempo (s)	Volumen (± 20 ml)	Tiempo (min)
1	4:40:00	1920	10.38	1.92	0.173
2	4:45:00	1940	10.31	1.94	0.172
3	5:00:00	1920	10.39	1.92	0.173
4	5:12:00	1880	10.04	1.88	0.167
5	5:21:00	1920	10.37	1.92	0.173
6	5:30:00	1990	10.9	1.99	0.182
7	5:40:00	1980	10.93	1.98	0.182
8	6:00:00	1940	10.5	1.94	0.175
9	6:10:00	1920	10.18	1.92	0.170
10	6:20:00	1980	10.46	1.98	0.174
11	6:30:00	1975	10.48	1.975	0.175
12	6:53:00	1970	10.58	1.97	0.176
13	7:02:00	1980	10.5	1.98	0.175
14	7:15:00	1940	10.44	1.94	0.174
15	7:30:00	1960	10.42	1.96	0.174

Mediciones del caudal del agua residual				
	Volumen (± 20 ml)	Tiempo (s)	Volumen (± 20 ml)	Tiempo (min)
PROMEDIO	1947.67	10.46	1.95	0.170
CAUDAL PROMEDIO (L/min)			11.17	

- Las mediciones se realizaron mientras la torre de enfriamiento operaba con una frecuencia en el ventilador de 30 Hz con el tiro forzado.

Cuadro 7. Toma de temperaturas en el condensador superior del evaporador de simple efecto y la presión de operación de la caldera

Evaluación de las temperaturas del agua residual en el condensador superior				
No.	Hora (p.m.)	Presión en caldera (psi)	T salida cerca abrazadera ($\pm 0.1^\circ\text{C}$)	T entrada ($\pm 0.1^\circ\text{C}$)
1	4:40:00	90	30	20.1
2	4:45:00	90	31.1	21.6
3	5:00:00	100	29.8	21.7
4	5:12:00	95	30	22.4
5	5:21:00	90	30.4	22.3
6	5:30:00	85	30.5	22.6

Evaluación de las temperaturas del agua residual en el condensador superior				
No.	Hora (p.m.)	Presión en caldera (psi)	T salida cerca abrazadera (±0.1°C)	T entrada (±0.1°C)
7	5:40:00	80	30.2	21.6
8	6:00:00	85	28.9	22.8
9	6:10:00	85	29.3	21.7
10	6:20:00	80	28	21.7
11	6:30:00	100	29.2	21.1
12	6:53:00	85	28.7	21.1
13	7:02:00	100	27.8	22
14	7:15:00	100	26.6	22.3
15	7:30:00	95	28.2	21.5

- Se tomaron las temperaturas de entrada y salida del condensador superior del Evaporador de Simple efecto, paso previo para la evaluación del calor disponible.
- La caldera opera en un rango de 80 a 100 psi.
- Ese día, la solución contenida en el evaporador era una solución de etanol-agua al 20%.

Cuadro 8. Toma de datos de 4 corridas de la bomba de calor construida operando durante 2 horas

CORRIDA 1					
No.	Tiempo (min)	Hora (p.m.)	Control de temperatura del agua contenida en la cubeta ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de alta ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de baja ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)
1	0	12:00	22.2	28	7
2	15	12:15	27.2	35	-4
3	33	12:33	28	37	-5
4	45	12:45	30.3	37	-4
5	50	12:50	32.2	38	-4
7	53	12:53	32.8	38	-3
8	58	12:58	33.3	39	-3
9	63	13:03	34.8	40	-3
10	66	13:06	36.8	41	-2
11	73	13:13	37	41	-2
12	80	13:20	38.9	42	-2
13	90	13:30	39.8	44	-1

CORRIDA 1					
No.	Tiempo (min)	Hora (p.m.)	Control de temperatura del agua contenida en la cubeta ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de alta ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de baja ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)
14	95	13:35	41	45	-1
15	100	13:40	41.5	46	-2
16	110	13:50	43.3	46	-2
17	120	14:00	45	48	-3
CORRIDA 2					
No.	Tiempo (min)	Hora (p.m.)	Control de temperatura del agua contenida en la cubeta ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de alta ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de baja ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)
1	0	16:45	22.2	28	7
2	7	16:52	27.2	35	-4
3	16	17:01	28	37	-5
4	23	17:08	30.3	37	-4

CORRIDA 2					
No.	Tiempo (min)	Hora (p.m.)	Control de temperatura del agua contenida en la cubeta ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de alta ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de baja ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)
5	29	17:14	32.2	38	-4
7	35	17:20	32.8	38	-3
8	42	17:27	33.3	39	-3
9	48	17:33	34.8	40	-3
10	58	17:43	36.8	41	-2
11	71	15:56	37	41	-2
12	78	18:03	38.9	42	-2
13	83	18:08	39.8	44	-1
14	90	18:15	41	45	-1
15	98	18:23	41.5	46	-2
16	106	18:31	43.3	46	-2
17	110	18:35	45	48	-3
18	120	18:40	35.25	40.31	-2

CORRIDA 3					
No.	Tiempo (min)	Hora (p.m.)	Control de temperatura del agua contenida en la cubeta ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de alta ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de baja ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)
1	0	8:40	22.1	24	16
2	5	8:50	22.1	26	-2
3	11	9:00	22.2	28	-2
4	18	9:10	22.3	30	-2
5	28	9:20	22.5	33	-2
7	38	9:30	23	35	0
8	48	9:40	24.5	38	0
9	53	9:50	26	41	-2
10	63	10:00	27.2	42	-2
11	68	10:10	28.4	42	-2
12	73	10:15	31	42	-2
13	78	10:20	34.2	42	-2
14	88	10:25	40	43	-3

CORRIDA 3					
No.	Tiempo (min)	Hora (p.m.)	Control de temperatura del agua contenida en la cubeta ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de alta ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de baja ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)
15	98	10:30	41.4	44	-3
16	103	10:46	42.4	44	-4
17	113	10:53	43.6	45	-3
18	120	11:20	44.5	45	-2
CORRIDA 4					
No.	Tiempo (min)	Hora (p.m.)	Control de temperatura del agua contenida en la cubeta ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de alta ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de baja ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)
1	0	8:40	22.1	24	16
2	10	8:50	21.2	25	-3
3	20	9:00	21.4	29	-3
4	30	9:10	21.9	31	-2
5	40	9:20	22.7	33	-2

CORRIDA 4					
No.	Tiempo (min)	Hora (p.m.)	Control de temperatura del agua contenida en la cubeta ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de alta ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)	Control de temperatura lado de baja ($\pm 1^{\circ}\text{C}$)
7	50	9:30	24	36	-1
8	60	9:40	25.5	38	-2
9	70	9:50	26.8	39	-5
10	80	10:00	28.2	41	-3
11	90	10:10	30.5	42	-2
12	95	10:15	31.6	43	-2
13	100	10:20	32.6	44	-3
14	105	10:25	35.2	44	-3
15	110	10:30	38	44	-3
16	115	10:46	41.1	46	-2
17	120	10:53	43	47	-2

- Corrida 1: Humedad inicial en el medio ambiente a 64% y bajó a 60% al final de la corrida.
- Corrida 2: Humedad inicial del 72% y subió al 74% al final de la corrida.
- Corrida 3: Humedad inicial del 60% y subió al 76% al final de la corrida.

- Corrida 4: Humedad inicial del 80% y bajó al 70% al final de la corrida.

B. Datos intermedios

Cuadro 9. Calor residual disponible por los condensados provenientes del evaporador de simple efecto

Calor residual ganado de la entrada del condensador a la salida							
No.	Temperatura promedio de entrada (K)	Temperatura promedio de salida (K)	Calor específico (kJ/kg K)	Flujo másico agua (kg/s)	Temperatura salida cerca abrazadera (± 0.1 K)	Temperatura entrada condensador (0.1 K)	Calor Residual (kJ/s) (kW)
1	294.92	302.40	4.186	0.186	303.15	293.25	7.69
2					304.25	294.75	7.38
3					302.95	294.85	6.29
4					303.15	295.55	5.91
5					303.55	295.45	6.29
6					303.65	295.75	6.14
7					303.35	294.75	6.68
8					302.05	295.95	4.74
9					302.45	294.85	5.91
10					301.15	294.85	4.90

Calor residual ganado de la entrada del condensador a la salida							
No.	Temperatura promedio de entrada (K)	Temperatura promedio de salida (K)	Calor específico (kJ/kg K)	Flujo másico agua (kg/s)	Temperatura salida cerca abrazadera (± 0.1 K)	Temperatura entrada condensador (0.1 K)	Calor Residual (kJ/s) (kW)
11	294.92	302.40	4.186	0.186	302.35	294.25	6.29
12					301.85	294.25	5.91
13					300.95	295.15	4.51
14					299.75	295.45	3.34
15					301.35	294.65	5.21
Promedio	298.66				Promedio	6.202	

- Para calcular el calor específico y la densidad del agua para realizar los cálculos, se utilizó de referencia la temperatura promedio de entrada del condensador y de salida también.
- Datos calculados cuando el único equipo del Laboratorio de Operaciones Unitarias estaba recibiendo vapor saturado proveniente de la caldera era el Evaporador de Simple Efecto.
- El balón del evaporador contenía una solución de etanol-agua al 20%, trabajando con la torre de enfriamiento con un tiro forzado y una frecuencia de 35 Hz.
- La caldera operaba en un rango de operación entre 80-100 psi.
- Para la toma de los datos con el termómetro láser, se tomó la temperatura cerca de la abrazadera para la temperatura de salida de los condensados, y en la tubería de plástico para la entrada.

Cuadro 10. Calor residual desaprovechado desde la salida del calor residual del condensador del evaporador de simple efecto hasta la entrada de la torre de enfriamiento

Desde salida del evaporador hasta la entrada de la torre de enfriamiento							
No.	Temperatura promedio de entrada (K)	Temperatura promedio de salida (K)	Calor específico (kJ/kg K)	Flujo másico agua (kg/s)	Temperatura salida cerca abrazadera (± 0.1 K)	Temperatura entrada torre de enfriamiento (± 0.1 K)	Calor Residual (kJ/s) (kW)
1	302.40	289.87	4.184	0.186	303.15	292.2	-8.55
2					304.25	292.2	-9.41
3					302.95	292.2	-8.39
4					303.15	292.2	-8.55
5					303.55	292.2	-8.86
6					303.65	292.2	-8.94
7					303.35	292.2	-8.71
8					302.05	292.2	-7.70
9					302.45	291.9	-8.20
10					301.15	291.7	-7.38
11					302.35	291.7	-8.32
12					301.85	291.5	-8.03

Desde salida del evaporador hasta la entrada de la torre de enfriamiento							
No.	Temperatura promedio de entrada (K)	Temperatura promedio de salida (K)	Calor específico (kJ/kg K)	Flujo másico agua (kg/s)	Temperatura salida cerca abrazadera (± 0.1 K)	Temperatura entrada torre de enfriamiento (± 0.1 K)	Calor Residual (kJ/s) (kW)
13	302.40	289.87	4.184	0.186	300.95	291.3	-7.48
14					299.75	291.3	-6.55
15					301.35	291.3	-7.79
Promedio	296.13					Promedio	-8.46

- Temperatura que se disipa al medio ambiente y se pierde por fricción en las tuberías.

Cuadro 11. Ciclo de Rankine en el rango de temperaturas 5/55 °C, operando con el compresor a distintas eficiencias

No.	Estado	Calidad (x)	Presión (kPa)	T (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg K)
1	Mezcla líquido-vapor	0.37	350.07	5.00	131.33	0.490
2	Vapor saturado	1.00	350.07	5.00	253.34	0.929
3'	Vapor sobrecalentado	-	1493.38	60.14	283.40	0.929
3 (80%)	Vapor sobrecalentado	-	1493.38	66.37	290.92	0.95
3 (70%)	Vapor sobrecalentado	-	1493.4	70.82	296.29	0.97
4	Líquido saturado	0.00	1493.4	55	131.33	0.465

- Ciclo calculado con R134a
- Se trabajó con el compresor trabajando isotrópicamente, con 80 y 70% de eficiencia.
- Se toman en cuenta las no idealidades para después utilizar el compresor que trabaja al 70 y 80% de eficiencia y poder seleccionar el que recomienda el fabricante.

Cuadro 12. Remoción de calor, tasa de calor liberado, trabajo del compresor y Coeficientes de Desempeño (COP) calculados por el ciclo de Rankine en el rango de operación de 5/55 °C

Eficiencia	Tasa remoción de calor (kW)	Tasa calor liberado (kW)	Trabajo Compresor (kW)	COP calentamiento (kW/kW)	COP enfriamiento (kW/kW)
Isentrópica	6.20	7.73	1.53	5.06	4.06
80%	6.20	8.11	2.39	3.40	2.60
70%	6.20	8.39	3.12	2.69	1.99

- Se pueden visualizar los distintos rendimientos de la bomba de calor al trabajar con compresores menos eficientes.
- Referencia para seleccionar componentes para la bomba de calor.

Cuadro 13. Calor residual disponible calculado en el evaporador de simple efecto en el Laboratorio de Operaciones Unitarias por medio de la metodología propuesta

Calor residual disponible	
Sección del evaporador de simple efecto	Calor disponible (kW)
Condensador superior	6.20

Cuadro 14. Perfiles de temperatura para realizar los cálculos del evaporador de la bomba de calor calculada

Perfiles de temperatura			
Agua		R134a	
Tha (°C)	29.3	Tca (°C)	5.0
Thb (°C)	21.8	Tcb (°C)	10.0
Temperatura promedio (°C)	25.5	Temperatura promedio (°C)	7.5
Cambio de temperatura 1 (°C)	19.3	Cambio de temperatura 2 (°C)	16.7

- Tha: temperatura de entrada del fluido caliente, Thb: temperatura de salida del fluido caliente.
- Tca: temperatura de entrada del fluido frío, Tcb: temperatura de salida del fluido frío.
- La temperatura promedio de cada componente es entre las temperaturas de entrada y salida de su corriente
- El cambio de temperatura del perfil del agua es entre Tha y Tcb, y para el lado del refrigerante entre Tca y Thb.

Cuadro 15. Propiedades de los fluidos para el cálculo del evaporador de la bomba de calor calculada

Propiedades de los fluidos (Temperatura promedio, °C)		
Propiedades de los fluidos (Temperatura promedio, °C)	Agua	R-134a
Densidad (kg/m ³)	996.95	18.67
Viscosidad (kg/m s)	9.12X-04	8.67X-06
Conductividad térmica (W/m °C)	0.59	0.013
Calor específico (J/kg °C)	4185.67	931.00

- Las propiedades de los fluidos se tomaron por las tablas proporcionadas por Cengel para el R134a y el Perry para las propiedades del agua a distintas temperaturas.
- En caso las temperaturas no fueran números enteros o estuvieran en la tabla, se realizaron las interpolaciones necesarias.

Cuadro 16. Cálculo de las propiedades de la tubería externa nominal 3/4" de polietileno de alta densidad que contiene el agua residual proveniente del condensador superior del evaporador de simple efecto

TUBERÍA EXTERNA – AGUA RESIDUAL (nominal 3/4")	
Flujo másico (kg/s)	0.186
Velocidad lineal (m/s)	0.653
Do (m)	0.039
Di (m)	0.019
Área de contacto (m ²)	0.00021
Perímetro mojado (m)	0.090
Radio hidráulico (m)	0.0024
Diámetro equivalente (m)	0.010
Número de Prandtl	6.412
Número de Reynolds	6.800X+03
Nusselt (Correlación de Colburn)	49.73
Factor de fricción (f)	0.0350
Número de Nusselt (Correlación de Gnielinski)	53.62
Coefficiente de transferencia de calor por convección preliminar (W/m ² °C)	3328.89

- Se calculó el número de Nusselt con ambas correlaciones, pero se utilizó la de Gnielinski para el cálculo del coeficiente de convección natural por convección.

- Tubería de diámetro nominal 3/4" de polietileno de alta densidad.

Cuadro 17. Cálculo de las propiedades de la tubería interna de diámetro nominal 1/4" de cobre tipo L que contiene el R-134a dentro de la tubería de la bomba de calor

TUBERÍA INTERNA CON R134a (COBRE TIPO L)	
Flujo másico (kg/s)	0.051
Velocidad lineal (m/s)	4.00
Diámetro externo (m)	0.0095
Diámetro interno (m)	0.008
Grosor de pared (m)	0.001
Número de Prandtl	0.63
Número de Reynolds	9.30X+05
Número de Nusselt (Correlación de Colburn)	1176.11
Factor de fricción (f)	0.011
Conductividad (W/m °C)	399.56
Número de Nusselt (Correlación de Gnielinski)	987.06
Coefficiente de transferencia de calor por convección preliminar (W/m ² °C)	1584.79

- La conductividad térmica del cobre y las propiedades de la tubería se obtuvieron del Manual del Cobre citado en la bibliografía.

Cuadro 18. Cálculo de la temperatura de la pared para hacer las correcciones del coeficiente individual de transferencia de calor preliminar

Temperatura de la pared	
T_w (°C)	22.11

- La ecuación para calcular la temperatura de esta pared fue tomada del libro *Process Heat Transfer*.
- Se utiliza esta temperatura para corregir el coeficiente de transferencia individual con las densidades del fluido a la temperatura de pared.

Cuadro 19. Correcciones de los coeficientes individuales de transferencia de calor para la tubería interna y externa

Corrección de los coeficientes individuales de transferencia de calor	
Tubería externa (Agua)	
Viscosidad temperatura de pared (kg/m s)	1.005X-03
Viscosidad temperatura promedio (kg/ m s)	9.124X-04
Factor de corrección	0.986
Coeficiente de transferencia individual externo (W/m ² °C)	3.284X+03
Tubería interna (R-134a)	
Viscosidad temperatura de pared (kg/m s)	1.080X-05
Viscosidad temperatura promedio (kg/ m s)	8.673X-06
Factor de corrección	0.969
Coeficiente de transferencia individual interno (W/m ² °C)	1.537X+03

- La viscosidad a la temperatura de pared y promedio fueron encontradas en las tablas propias del compuesto en Cengel y el Perry.

Cuadro 20. Coeficiente de transferencia de calor y área superficial del evaporador

Coeficiente global de transferencia de calor y área superficial	
Coeficiente global de transferencia de calor (W/m ² °C)	619.41
Área superficial (m ²)	0.557

- Con el área superficial del intercambiador de calor ya se puede realizar el cálculo de las dimensiones del intercambiador de calor.

Cuadro 21. Dimensiones del evaporador para la bomba de calor

Dimensiones del evaporador de la bomba de calor	
L (m)	18.6
Diámetro de vuelta (m)	0.4
Número de vueltas	15
Altura (m)	0.58

- Se realizó el cálculo del intercambiador de calor tomando como referencia el diámetro externo de la tubería de cobre.

Cuadro 22. Caída de presión de la tubería externa e interna del evaporador

Caídas de presión en la tubería interna y externa del evaporador	
Tubería externa agua	
Número de Reynolds	6.80X+03
Factor de fricción	3.505X-02
Largo (m)	1.86X+01
Diámetro equivalente (m)	9.53X-03
Densidad (kg/m ³)	9.97X+02
Velocidad lineal (m/s)	6.53X-01
Factor de corrección	9.86X-01
Caída de presión (Pa)	115025.87
Caída de presión (kPa)	115.03
Caída de presión (Bar)	1.15
Tubería interna R-134a	
Número de Reynolds	9.30X+05
Factor de fricción	1.20X-02
Largo (m)	1.90X+01

Diámetro interno (m)	8.00X-03
Densidad (kg/m ³)	1.90X+01
Velocidad lineal (m/s)	4.00X+00
Factor de corrección	9.70X-01
Caída de presión (Pa)	31646.87
Caída de presión (kPa)	31.65
Caída de presión (Bar)	0.32

- Las caídas de presión se ponen también en “bar” porque el Manual de Emerson y Danfoss mencionan que si la caída de presión dentro la tubería de cobre, donde se contiene el refrigerante, es mayor a 1 bar no podríamos utilizar la válvula de expansión termostática seleccionada y tendríamos que realizar los cálculos nuevamente, adaptando el sistema a la caída de presión.

Cuadro 23. Caída de presión total en la bomba de calor dimensionada y seleccionada

Línea	Caída de presión
Líquida (alta temperatura refrigerante)	44.36
Vapor (baja temperatura del refrigerante)	31.65
Total	76.01

Cuadro 24. Perfiles de temperatura para dimensionar el condensador de la bomba de calor, sumergido en un volumen de 32 L

Perfiles de temperatura			
Agua		R134a	
Tca (°C)	20.0	Tha (°C)	55.0
Tcb (°C)	50.0	Thb (°C)	50.0
Temperatura promedio (°C)	30.0	Temperatura promedio (°C)	52.5

- Tha: temperatura de entrada del fluido caliente, Thb: temperatura de salida del fluido caliente.
- Tca: temperatura de entrada del fluido frío, Tcb: temperatura de salida del fluido frío.
- Con esta temperatura se obtienen las propiedades físicas del R134a.
- Para el agua se tiene que utilizar la temperatura de película para sus propiedades.

Cuadro 25. Temperatura de película para obtener las propiedades del agua que recibe calor del condensador de la bomba de calor

Temperatura de película (°C)	
Temperatura inicial de agua (°C)	20.00
Temperatura de bulbo (°C)	55
Temperatura de película (°C)	37.5
Propiedades del agua	
Propiedades del agua (Temperatura de película, °C)	Agua (37.95 °C)
Densidad (kg/m ³)	992.94
Conductividad térmica (W/m °C)	0.615
Calor específico (J/kg °C)	4182.41
Viscosidad cinemática (m ² /s)	6.85X-07
Coefficiente de expansión (1/K)	0.00037
Gravedad (m/s ²)	9.8
Viscosidad dinámica (Pa s) = (kg/m s)	0.00068
Difusividad térmica (m ² /s)	1.50X-07

- La temperatura inicial de agua es representada como la temperatura infinita, la cual tiene que ser sumada con la temperatura de bulbo (temperatura de entrada del refrigerante a la cubeta) y dividir estas dos dentro de 2, para obtener la temperatura de película.

Cuadro 26. Cálculo de las propiedades de la tubería interna de diámetro nominal 1/4" de cobre tipo L que contiene R-134a dentro de la tubería de la bomba de calor para transferir su calor a un volumen de 32 L

TUBERÍA INTERNA CON R134a (COBRE TIPO L)	
Flujo másico (kg/s)	0.051
Velocidad lineal (m/s)	1.000
Diámetro externo (m)	0.010
Diámetro interno (m)	0.008
Grosor de pared (m)	0.001
Número de Prandtl	3.229
Número de Reynolds	62116.150
Factor de fricción (f)	0.020
Conductividad cobre (W/m °C)	400.000
Número de Nusselt (Correlación de Gnielinski)	280.447
Coefficiente de transferencia de calor individual por convección (W/m ² °C)	2418.546

- Únicamente se presentan propiedades del R134a porque es el único que transfiere calor por convección forzada.

Cuadro 27. Convección natural del agua que recibe calor por la convección forzada por el condensador

Convección natural por el condensador	
Número de Rayleigh (Ra)	1065439.11
Número de Prandtl (Pr)	4.63
Número de Nusselt Cilindro Horizontal (U_n)	17.77
Coefficiente de transferencia de calor por convección cilindro horizontal ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)	1146.83

- Aquí ya utilizamos las correlaciones de convección natural, ya que no hay nada que induzca a la convección forzada en nuestro contenedor de agua.

Cuadro 28. Factores de ensuciamiento para el cálculo del condensador

Factores de ensuciamiento	
Factor de ensuciamiento interno ($m^2 \text{ } ^\circ C/W$)	0.0003
Factor de ensuciamiento externo ($m^2 \text{ } ^\circ C/W$)	0.0002

- Factores de ensuciamiento obtenidos desde el Perry y el Libro de *Process Heat Transfer*.

Cuadro 29. Coeficiente global de transferencia de calor, área superficial del condensador y dimensiones de este para ingresar a la cubeta de 40 L por la parte superior y salir por el mismo lado

Dimensiones cubeta de 40 L	
Altura (m)	46
Diámetro parte superior (m)	40
Diámetro parte inferior (m)	33.5
Coeficiente global de transferencia de calor	
U total (W/m ² °C)	519.91
Área superficial (m ²)	0.45
Largo	14.90
Diámetro de vuelta (m)	0.28
Distancia de entrada y salida del condensador a la cubeta(m)	0.49
Número de vueltas	15.96
Distancia entre la vuelta (cm)	0.5
Altura (m)	0.23

- Se adecua el serpentín para que pueda ser ingresado a la cubeta sin ningún problema y se pueda propiciar la transferencia de calor de mejor manera, tratando de que quede en el centro de la cubeta y no hasta abajo o en la parte superior.

Cuadro 30. Caída de presión del condensador

Tubería interna R-134a de cobre tipo L	
Número de Reynolds (Re)	6.20X+04
Coefficiente de fricción	0.0030
Largo (m)	14.9
Diámetro interno (m)	0.008
Densidad (kg/m ³)	1090.00
Velocidad lineal (m/s)	1.000
Caída de presión (Pa)	2.40X+04
Caída de presión (kPa)	24.36
Caída de presión (bar)	0.24

- Nuevamente se toma la caída de presión para verificar que se cumpla con lo que dice el fabricante Danfoss y Emerson Technologies.

Cuadro 31. Tiempo de calentamiento para un volumen de 32 L de agua con la bomba de calor calculada y el calor disponible calculado

Tiempo de calentamiento para elevar la temperatura de 32 L de agua a 50-55 °C	
Calor disponible (W)	8113
Masa de agua (kg)	31.86
Calor específico promedio (J/kg K)	4182
Rango de temperatura final de agua (°C)	50.00
Temperatura inicial del agua (°C)	20.00
Tiempo calentamiento (s)	493
Tiempo calentamiento (min)	16.42
Tiempo (min)	17

- Con el calor disponible y la cantidad de agua, se calcula el tiempo necesario para lograr elevar su temperatura empezando con una temperatura inicial de agua a 20 °C.

Cuadro 32. Cantidad de azúcar soluble a la temperatura de calentamiento

Cantidad de azúcar soluble en 32 L	
Temperatura de calentamiento (°C)	50.00
kg azúcar/100 kg agua	255.00
kg azúcar/kg agua	2.55
Masa de azúcar en 31.86 kg agua	81
Masa de azúcar soluble (kg)	81

Cuadro 33. Coeficiente de desempeño (COP) de calentamiento de la bomba de calor construida después de calentar 14 L de agua en 2 horas por corrida

Corrida	Potencia compresor (kW)	Calor ganado del agua en el tiempo (kW)	COP calentamiento (kW/kW)
1	0.17	0.18	1.10
2		0.18	1.06
3		0.18	1.08
4		0.17	1.01
PROMEDIO			1.06

C. Muestra de cálculos

1. Condiciones del flujo de agua que pasa por la tubería anular del intercambiador de calor

Cálculo 1. Flujo másico del agua medido en la salida de la torre de enfriamiento

$$\dot{m} = \rho \underline{V} S = \dot{Q} \rho \quad (10)$$

$$\dot{m} = \dot{Q} \rho = 11.7 \frac{L}{min} \left(\frac{1 m^3}{1000L} \right) \left(\frac{1 min}{60s} \right) \left(\frac{996.91kg}{m^3} \right) = 0.186kg/s$$

La densidad se tomó como el promedio de la temperatura de todas las mediciones en el condensador superior del Evaporador de Simple Efecto y el caudal se obtiene de todas las mediciones que se realizaron en la parte superior de la torre de enfriamiento.

Cálculo 2. Velocidad lineal del agua que pasa por el condensador superior del Evaporador de Simple Efecto

$$\underline{V} = \frac{\dot{Q}}{S} \quad (9)$$

$$\underline{V} = \frac{0.0001186 \frac{m^3}{s}}{0.000285 m^2} = 0.653m/s$$

La velocidad lineal de las mediciones tomadas se convierte a metros cúbicos por segundo y se calcula el área transversal de una tubería de $\frac{3}{4}$ diámetro nominal de acero HG.

Cálculo 3. Calor cedido por el condensador superior del Evaporador de Simple Efecto

$$Q = Cp\dot{m}\Delta T \quad (8)$$

$$Q = 4.186 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \left(0.186 \frac{kg}{s} \right) (30 - 20.78)$$
$$Q = 6.202 \text{ kW}$$

Este cálculo se realizó con cada medida del diferencial de temperatura que se midió en el condensador superior del Evaporador de Simple Efecto para evaluar la cantidad de calor que puede aprovechar la bomba de calor.

2. Condiciones del flujo del refrigerante que capta la energía del agua que proviene de los condensados del evaporador de simple efecto

Cálculo 4. Flujo másico del refrigerante

$$\dot{m}(H_b - H_a) = q \quad (5)$$

$$\dot{m} = \frac{6.202 \text{ kJ/s}}{(290.92 - 131.33) \text{ kJ/kg}} = 0.0508 \text{ kg/s}$$

Las entalpías del refrigerante se obtienen de las tablas de vapor del R134a del libro de Cengel para un ciclo de vapor entre 5/55 °C

3. Dimensionamiento del evaporador y condensador del intercambiador de calor de tubos concéntricos

Los cálculos siguientes son para dimensionar el evaporador de la bomba de calor que funciona a contracorriente entre agua residual y el refrigerante R134a. Por otro lado, el condensador funciona por medio de la convección natural sumergido en un volumen específico de agua.

Cálculo 5. Cálculo del área de contacto en el espacio anular de la tubería externa del evaporador

$$A_f = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2) \quad (18)$$
$$A_f = \frac{\pi}{4}((0.019 \text{ m})^2 - (0.0095 \text{ m})^2)$$
$$A_f = 0.00021 \text{ m}^2$$

Cálculo 6. Perímetro mojado del espacio anular

$$P_M = \pi(D_2 + D_1) \quad (19)$$
$$P_M = \pi(0.019 + 0.0095)m$$
$$P_M = 0.090 \text{ m}$$

Cálculo 7. Radio hidráulico de la tubería externa

$$R_H = \frac{A_f}{P_M} \quad (20)$$
$$R_H = \frac{0.00021 \text{ m}^2}{0.090 \text{ m}} = 0.0024 \text{ m}$$

Cálculo 8. Diámetro equivalente de la tubería externa

$$D_e = 4R_H \quad (21)$$
$$D_e = 4(0.0024 \text{ m}) = 0.010 \text{ m}$$

A partir de este diámetro equivalente, se realizan los demás cálculos en donde las ecuaciones indican que se tenga que utilizar el diámetro interno de la tubería externa.

Cálculo 9. Número de Prandtl de la tubería externa

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (10)$$

$$Pr = \frac{4185.67 \frac{J}{kg} \text{ } ^\circ C \left(9.124 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \text{ } s} \right)}{0.596 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}} = 6.412$$

Las propiedades físicas del agua y del refrigerante se tomaron de las tablas proporcionadas por el libro de Cengel. También, el número de Prandtl se calcula de igual manera para la tubería interna del evaporador y el condensador

Cálculo 10. Número de Reynolds para la tubería externa

$$Re = \frac{DV\rho}{\mu} = \frac{De \left(\frac{\dot{m}}{A_f} \right)}{\mu} \quad (23)$$

$$Re = \frac{0.010 \text{ } m \left(\frac{0.186 \text{ } kg/s}{0.00021 \text{ } m^2} \right)}{9.124 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \text{ } s}} = 6.80 \times 10^3$$

El número de Reynolds se calcula de igual manera para la tubería interna del evaporador y el condensador, únicamente que ahora se utiliza el diámetro interno de esas tuberías. El diámetro sería para una tubería nominal de 3/4".

Cálculo 11. Factor de fricción por medio de la correlación de Petukhov

$$f = (0.790 \ln \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (12)$$

$$f = (0.790 \ln(6.80 \times 10^3) - 1.64)^{-2}$$

$$f = 0.035$$

La ecuación de Petukhov igual se utiliza para calcular el evaporador y el condensador de la bomba de calor, ya que se cumplen con los requisitos mencionados en el marco teórico para poder usar esta correlación.

Cálculo 12. Número de Nusselt por medio de la correlación de Gnielinski

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

$$Nu = \frac{(0.035/8)(6.80 \times 10^3 - 1000)(6.412)}{1 + 12.7(0.035/8)^{0.5}(6.412^{2/3} - 1)} = 53.23$$

El número de Nusselt con la correlación de Gnielinski se utiliza igual para la tubería interna del evaporador y el condensador de la bomba de calor porque cumple con los requisitos que se mencionan en el marco teórico para utilizar la correlación.

Cálculo 13. Coeficiente individual de transferencia de calor preliminar de la tubería externa

$$h_{i,o} = \frac{k(Nu)}{De} \quad (33)$$

$$h_o = \frac{0.596 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} (53.23)}{0.010 \text{ m}} = 3328.90 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Para el cálculo de los coeficientes individuales para la tubería interna del evaporador y el condensador, se utiliza el mismo cálculo para los coeficientes individuales de transferencia de calor, únicamente que utilizando el diámetro interno de la tubería de cobre de 3/4" nominal.

Cálculo 14. Temperatura de la pared entre el fluido de la tubería interna y externa del evaporador

$$T_w = \frac{h_i t_{ave} + h_o \left(\frac{D_o}{D_i}\right) t_{ave}}{h_i + h_o \left(\frac{D_o}{D_i}\right)} \quad (25)$$

$$T_w = \frac{1584.79 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} (7.5 \text{ } ^\circ C) + 3328.90 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \left(\frac{0.0095 \text{ m}}{0.008 \text{ m}}\right)}{1584.79 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} + 3328.90 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \left(\frac{0.039 \text{ m}}{0.019 \text{ m}}\right)} = 22.11 \text{ } ^\circ C$$

Cálculo 15. Corrección de los coeficientes individuales de transferencia de calor por convección

$$\phi = \left(\frac{\mu_{T_{ave}}}{\mu_{T_w}}\right)^{0.14} \quad (33)$$

$$h_o = h_o \text{ (preliminar)} \left(\frac{9.124 \times 10^{-4}}{1.005 \times 10^{-3}}\right)^{0.14} = 3284.09 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Se corrige de la misma manera el coeficiente individual de transferencia de calor interno.

Cálculo 16. Coeficiente global de transferencia de calor

$$U_D = \left[\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + \frac{1}{h_o} + \frac{R_{Di} D_o}{D_i} + R_{Do} \right]^{-1} \quad (32)$$

$$U_D = \left[\frac{0.0095 \text{ m}}{1536.87 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} (0.008 \text{ m})} + \frac{0.039 \text{ m} \ln\left(\frac{0.039 \text{ m}}{0.019 \text{ m}}\right)}{2 \left(399.56 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)} + \frac{1}{3284.09 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} \right. \\ \left. + \frac{0.0003 \text{ m}^2 \cdot \frac{C}{W} (0.0095)}{0.008} + 0.0002 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W \right]^{-1} = 619.41 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Los factores de ensuciamiento fueron obtenidos del libro de diseño *Process Heat Transfer* y del Perry. Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor del condensador se realiza la misma ecuación, únicamente tomando en cuenta la transferencia de calor por convección del refrigerante dentro de la tubería interna de cobre ¾" diámetro nominal y la convección natural del agua inducida por la convección forzada del refrigerante.

Cálculo 17. Cálculo del área superficial del evaporador

$$q = UA\Delta T_m \quad (26)$$

$$A = \frac{q}{U\Delta T_m} = \frac{6.202 \text{ kW} \left(\frac{1000 \text{ W}}{1 \text{ kW}} \right)}{619.41 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} (17.98)} = 0.557 \text{ m}^2$$

Para realizar el cálculo del área superficial del condensador se utilizó la misma ecuación.

Cálculo 18. Largo del evaporador de la bomba de calor

$$A_s = \pi DL \quad (25)$$

$$L = \frac{A_s}{\pi D} = \frac{0.557 \text{ m}^2}{\pi(0.0095)} = 18.6 \text{ m}$$

Para calcular el largo del condensador se utilizó la misma ecuación.

Cálculo 19. Número de vueltas del evaporador

$$\# \text{ vueltas} = \frac{L}{\pi D_{Loop}} \quad (28)$$

$$\# \text{ vueltas} = \frac{18.6 \text{ m}}{\pi(0.5 \text{ m})} = 15$$

Se calcula de igual manera el número de vueltas para el condensador. Antes de realizar este cálculo, uno decide el diámetro de la vuelta que desea para la funcionalidad de su equipo.

Cálculo 20. Altura del evaporador de la bomba de calor

$$Altura = D_{tubería\ externa} (\#vueltas) \quad (24)$$

$$Altura = 0.039\ m(15) = 0.58\ m$$

Se realiza el mismo cálculo para calcular la altura del intercambiador de calor del condensador.

Cálculo 21. Caída de presión en la tubería externa del evaporador

$$\Delta P = 8j_f \left(\frac{L'}{d_i} \right) \rho \left(\frac{v^2}{2} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (43)$$

$$\begin{aligned} \Delta P &= 8(0.035) \left(\frac{18.6}{0.010} \right) (996.96\ kg/m^3) \left(\frac{(0.653\ m/s)^2}{2} \right) \left(\frac{9.124 \times 10^{-4}\ kg/m\ s}{1.005 \times 10^{-3}\ kg/m\ s} \right)^{-0.14} \\ &= 1.20 \times 10^5\ Pa \end{aligned}$$

Se realizó el mismo cálculo para el refrigerante de la tubería interna del evaporador y para el condensador.

4. Análisis termodinámico de la bomba de calor

Cálculo 22. Trabajo necesario de un compresor trabajando en un ciclo 5/55 °C con una eficiencia del 70%

$$W_{s(\eta)} = \frac{\dot{m}(H_3' - H_2)}{\eta} \quad (45)$$

$$W_{s(70\%)} = \frac{0.051\ kg/s(296.29 - 253.34)}{0.7} = 3.12\ kW$$

Se realizó el mismo cálculo cuando se trabaja a compresiones isentrópicas y cuando la eficiencia es del 80%.

Cálculo 23. Capacidad de subenfriamiento de la Válvula de Expansión Termostática con el factor de subenfriamiento

$$\Delta Q_{\text{subenfriamiento}} = \frac{Q_c}{F_{\text{subenfriamiento}}} \quad (46)$$

$$\Delta Q_{\text{subenfriamiento}} = \frac{6.202 \text{ kW}}{1.027} = 6.04 \text{ kW}$$

El factor de subenfriamiento lo proporciona el fabricante. En este caso, se toma el subenfriamiento durante toda la tubería del condensador que es de 6 °C, y el fabricante da un F de 1.027 para esta temperatura.

Cálculo 24. Cantidad de gotas de agua retenidas por el filtro deshidratador

$$\begin{aligned} & \text{Gotas de agua} \\ & = \frac{\text{Contenido refrigerante}(\text{ppm iniciales agua} - \text{ppm finales agua})}{110} \quad (49) \end{aligned}$$

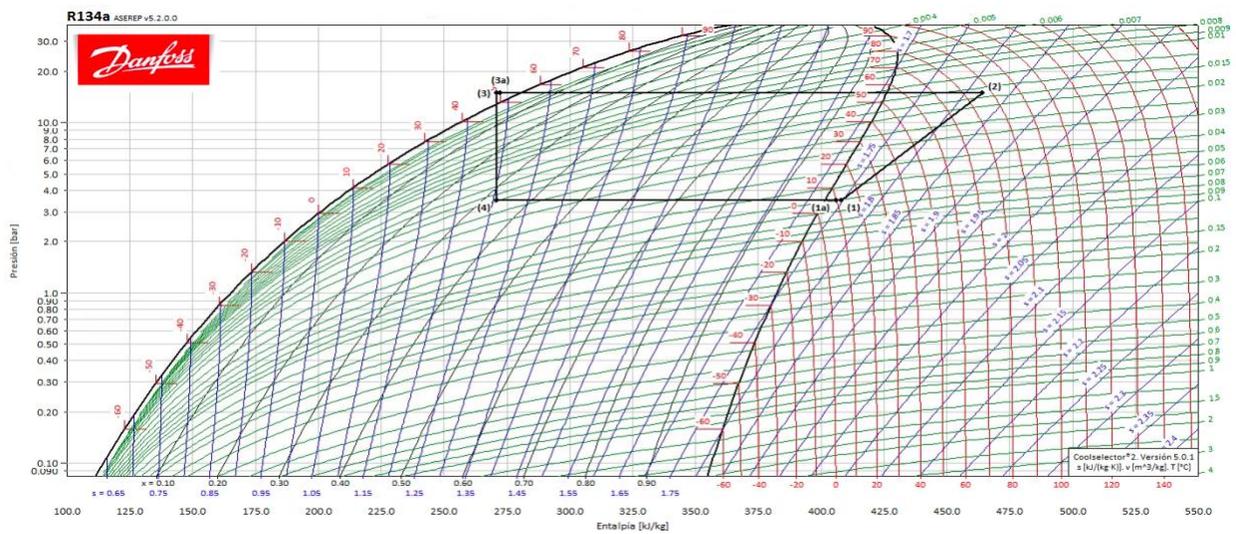
$$\text{Gotas de agua} = \frac{2.21 \text{ lb refrigerante}(1050 - 50)}{110} = 21 \text{ gotas de agua}$$

El fabricante Danfoss ofrece esta ecuación para saber el contenido de agua que va a retener el filtro deshidratador contenido en la bomba de calor, de acuerdo con el contenido de refrigerante en el sistema.

D. Figuras de los equipos seleccionados por los distintos fabricantes

1. Ciclo de compresión

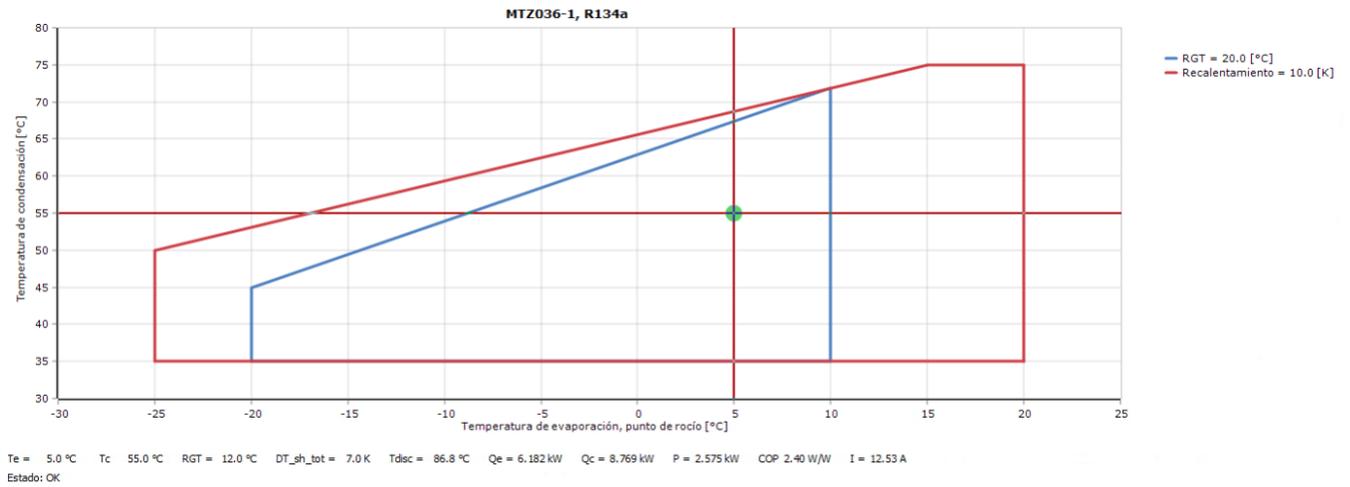
Figura 34. Ciclo de compresión de vapor del R-134a en un rango de temperaturas 5/55 °C



- Ciclo de Carnot demostrativo sobre cómo opera la bomba de calor seleccionada en el rango de temperaturas 5/55 °C.

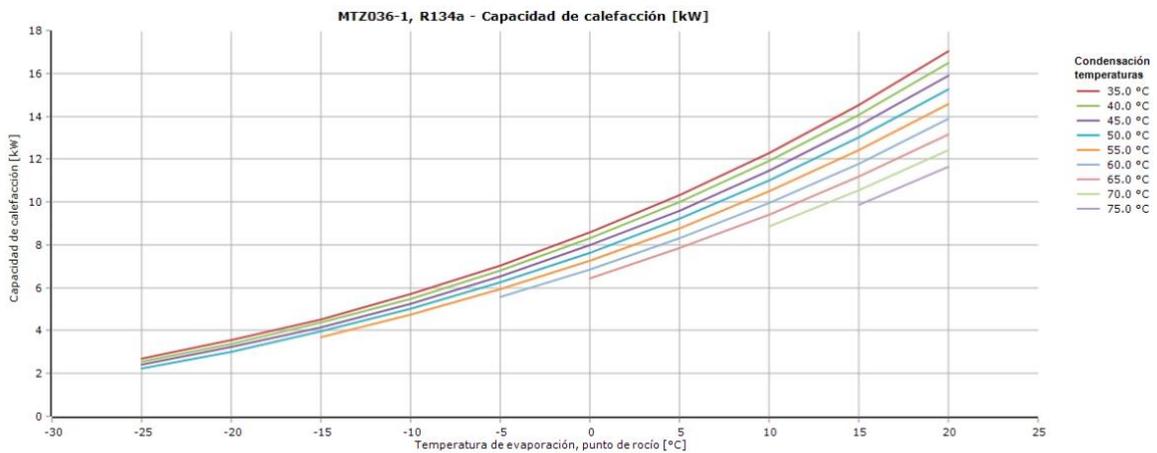
2. Compresor

Figura 36. Límites de operación del compresor seleccionado



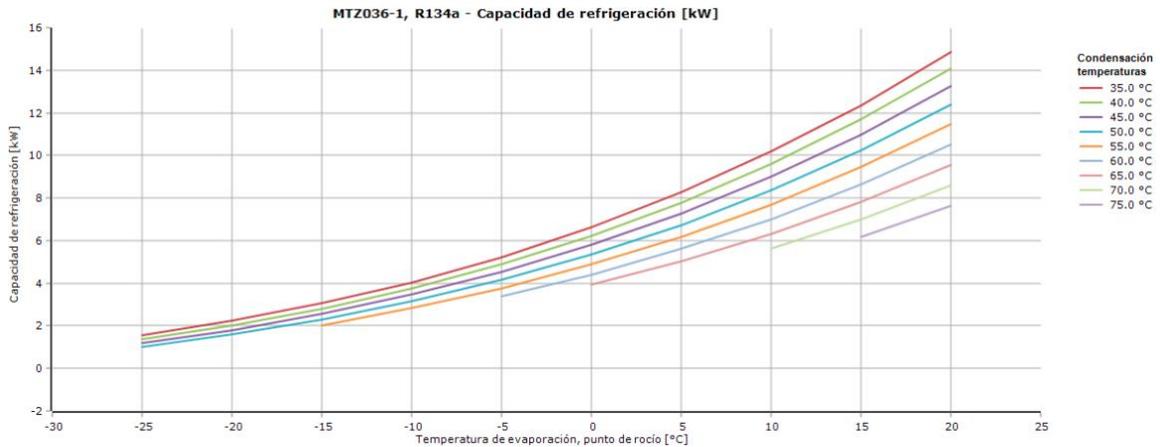
- Figura obtenida desde el simulador de CoolSelector 2

Figura 37. Capacidad de calefacción del compresor seleccionado



- Figura obtenida desde el simulador de CoolSelector 2

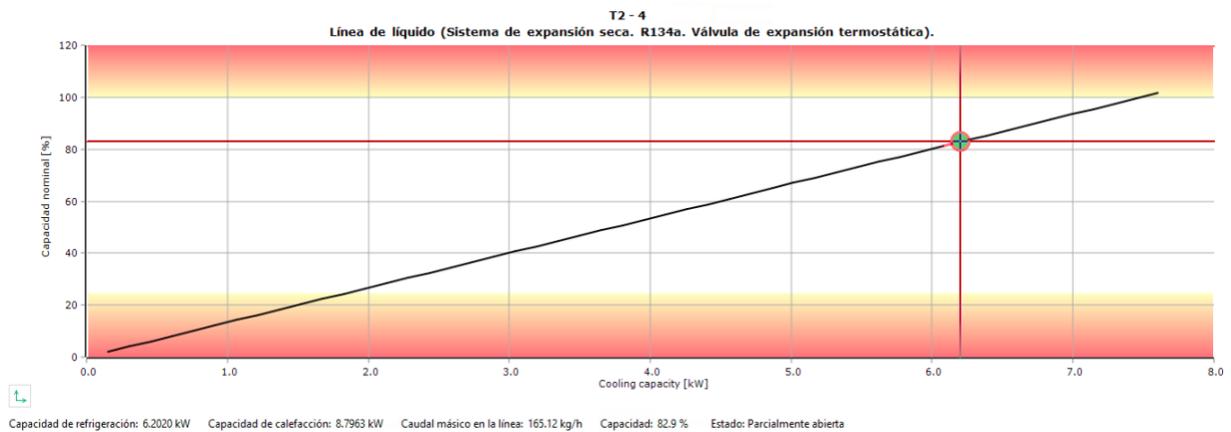
Figura 38. Capacidad de refrigeración del compresor seleccionado



- Figura obtenida desde el simulador de CoolSelector 2

3. Válvula de expansión termostática

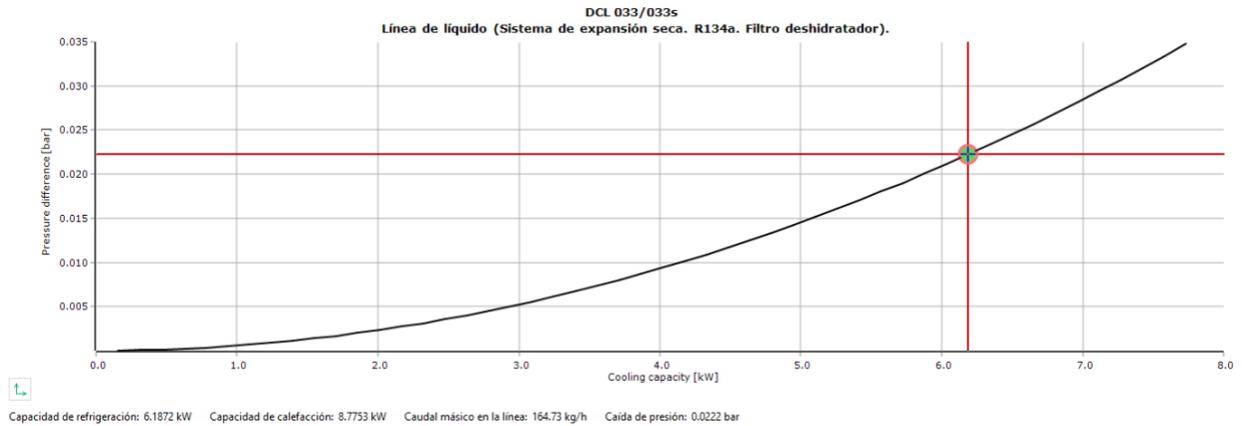
Figura 39. Rango de operación de la válvula de expansión termostática seleccionada



- Figura obtenida desde el simulador de CoolSelector 2

4. Filtro deshidratador

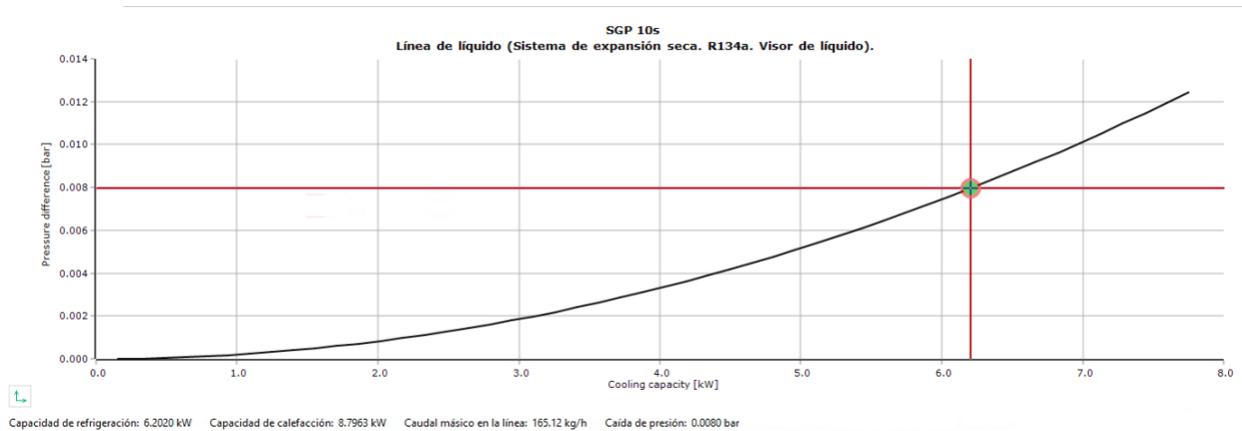
Figura 40. Rango de operación del filtro deshidratador seleccionado



- Figura obtenida desde el simulador de CoolSelector 2

5. Visor de líquido

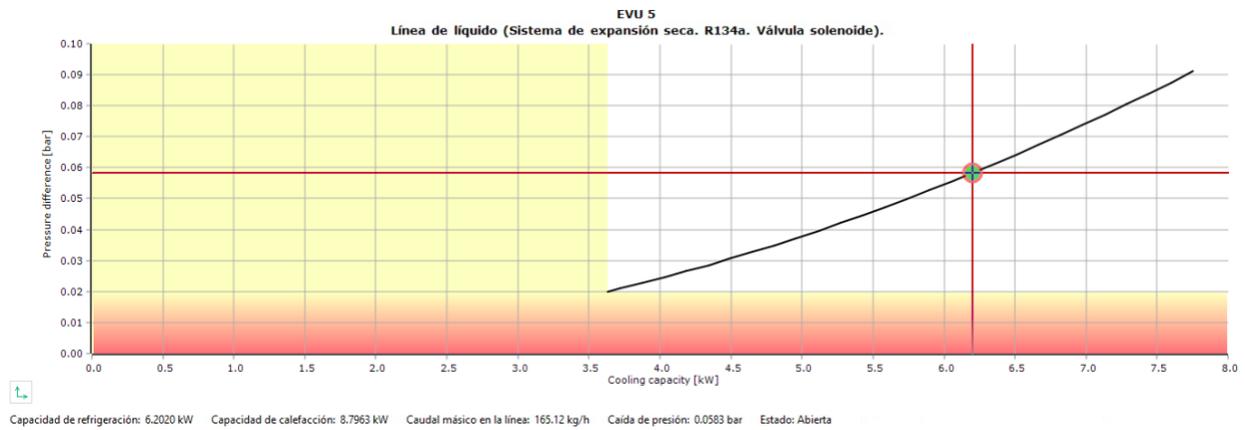
Figura 41. Rango de operación del visor de líquido seleccionado



- Figura obtenida desde el simulador de CoolSelector 2

6. Válvula solenoide

Figura 42. Rango de operación de la válvula solenoide seleccionada



- Figura obtenida desde el simulador de CoolSelector 2

7. Presostatos

a. Presostato de baja presión

Figura 43. Presostato de baja presión seleccionado para trabajar con R-134a



KP1	
Refrigerante:	R134a
Descripción del producto:	Presostato
Categoría del rango de presión:	Baja presión
Función rearme:	Manual mín.
Rango de regulación [bar] Pe [mín.]:	-0.9
Rango de regulación [bar] Pe [máx.]:	7.0
Presión de trabajo máx. [bar]:	17.0
Función contacto:	SPDT
Tipo de conexión de Presión:	Soldar, ODF
Tamaño conexión Presión:	1/4
Presión Macho/Hembra:	Hembra
Grado de protección de la carcasa:	IP30
Cantidad:	1
Equipamiento:	
Homologación:	BV,CCC,CE,CM
Más información:	Not applicable

- Figura obtenida desde el simulador de CoolSelector 2

b. Presostato de alta presión

Figura 44. Presostato de alta presión seleccionado para trabajar con R-134a



KP5	
Refrigerante:	R134a
Descripción del producto:	Presostato
Categoría del rango de presión:	Alta presión
Función rearme:	Manual máx.
Rango de regulación [bar] Pe [mín.]:	8.0
Rango de regulación [bar] Pe [máx.]:	32.0
Presión de trabajo máx. [bar]:	35.0
Función contacto:	SPDT
Tipo de conexión de Presión:	Soldar, ODF
Tamaño conexión Presión:	1/4
Presión Macho/Hembra:	Hembra
Grado de protección de la carcasa:	IP30
Cantidad:	1
Equipamiento:	
Homologación:	BV,CCC,CE,CM
Más información:	Not applicable f

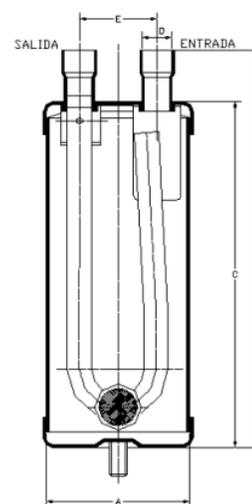
- Figura obtenida desde el simulador de CoolSelector 2

8. Acumulador de succión

Figura 45. Acumulador de succión seleccionado para la operación de la bomba de calor

Especificaciones Dimensionales

Código-Modelo	Medida conexión (ø nom.)	Peso de la unidad (kg)	A pulg.	B mm	C mm	D pulg.	E mm
(1)* 2825-AS-375-4	1/2"	0.9	3	210	191	1/2	41.3
* 2826-AS-394-5	5/8"	1.1	3	266	238	5/8	41.3
(1)* 2827-AS-3115-5	5/8"	1.3	3	320	292	5/8	41.3
* 2828-AS-3115-6	3/4"	1.3	3	325	292	3/4	41.3
* 2829-AS-3138-5	5/8"	1.5	3	378	350	5/8	41.3
* 2830-AS-3138-6	3/4"	1.5	3	383	350	3/4	41.3
2834-AS-4100-5	5/8"	2.1	4	280	254	5/8	63.5
2835-AS-4100-6	3/4"	2.1	4	285	254	3/4	69.9
2839-AS-585-6	3/4"	2.3	5	246	216	3/4	69.9
(1) 2841-AS-585-7	7/8"	2.3	5	252	216	7/8	69.9
2840-AS-5117-6	3/4"	3.0	5	327	207	3/4	60.0
2842-AS-5117-7	7/8"	3.0	5	334	297	7/8	69.9
2843-AS-5134-7	7/8"	3.2	5	376	340	7/8	69.9
(1) 2844-AS-5134-9	1-1/8"	3.2	5	380	340	1-1/8	69.9
2845-AS-5169-9	1-1/8"	3.8	5	469	430	1-1/8	69.9
(1) 2846-AS-5169-11	1-3/8"	3.8	5	471	430	1-3/8	69.9
2848-AS-6126-7	7/8"	5.3	6	359	320	7/8	74.6
2849-AS-6126-9	1-1/8"	5.3	6	363	320	1-1/8	74.6
2850-AS-6138-11	1-3/8"	5.5	6	396	350	1-3/8	74.6
(1) 2851-AS-6202-13	1-5/8"	8.2	6	562	514	1-5/8	74.6



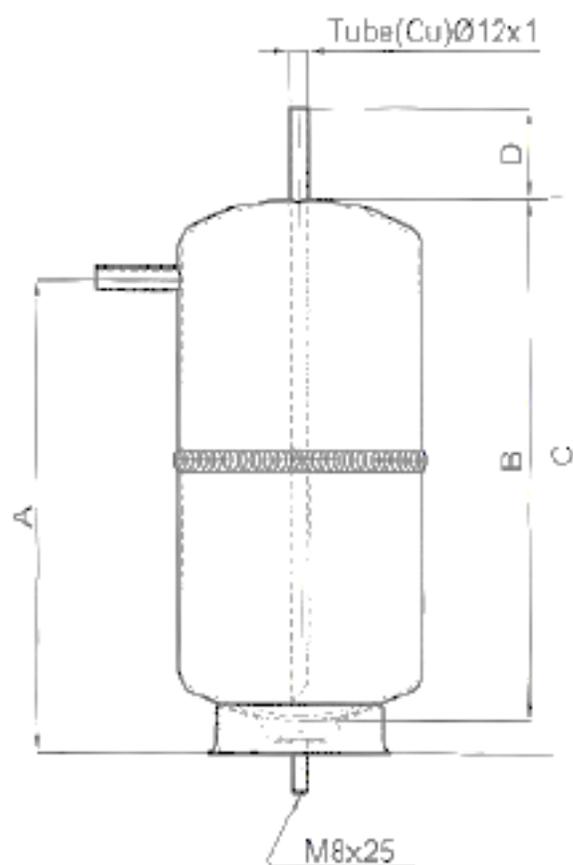
- Se eligió el modelo 2826-AS-394-5 ya que tiene una capacidad de 1.7 kg.

9. Recibidor de líquido

Figura 46. Recibidor de líquido seleccionado para la operación de la bomba de calor

Número de pieza	Tamaño de las conexiones		Rotalock	Volumen (litros)	Dimensiones (mm)				Categoría CE	Peso (kg)
	Entrada (ODF)	Salida			A	B	C	D		
RT-256V-TS	1/4"	1/4 ODF	-	0,28	171	64	148	51	3§3	0,5
RT-306V-TS	1/4"	1/4 ODF	-	0,53	171	76	148	51	3§3	0,8
RT-306V-TR	1/4"	3/4-16 UNF	-	0,53	171	76	148	51	3§3	0,9
RT-308V-TR	1/4"	3/4-16 UNF	-	0,70	212	76	189	51	3§3	0,9
RT-312V-TS	3/8"	3/8 ODF	-	1,36	356	76	333	51	3§3	1,1
RT-3510V2S-KS	1/4"	1/4 ODF		1,39	283	89	254	51	3§3	2,4
RT-507V-TR	1/4"	3/4-16 UNF	-	2,24	219	127	197	63	I	2,5
RT-510V3S-KS	3/8"	3/8 ODF		2,92	283	127	254	63	I	3,7
RT-512V-TR	3/8"	3/4-16 UNF	-	3,50	327	127	305	63	I	3,6
RT-612V-TR	3/8"	3/4-16 UNF	-	4,90	327	152	305	63	I	5,1
RT-612V3S-KS	3/8"	3/8 ODF		4,90	334	152	305	63	I	5,9

Figura 47. Acumulador de succión seleccionado para visualizar sus dimensiones



10. Balance general

Figura 48. Balance de masa y energía de la bomba de calor dimensionada



- Balance de masa y energía del dimensionamiento completo de la bomba de calor para calentar 32 L de agua.

E. Figuras del control de operación de temperaturas de la bomba de calor construida

Figura 49. Control de temperatura del agua contenida en la cubeta de la bomba de calor construida contra el tiempo de operación

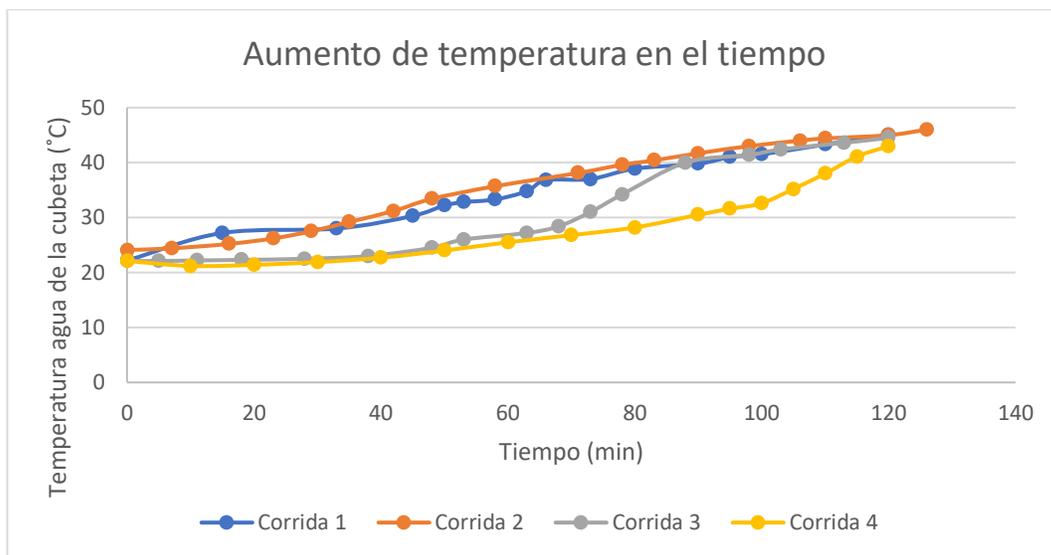


Figura 50. Control de temperatura del refrigerante contra el tiempo de evaporador de la bomba de calor construida

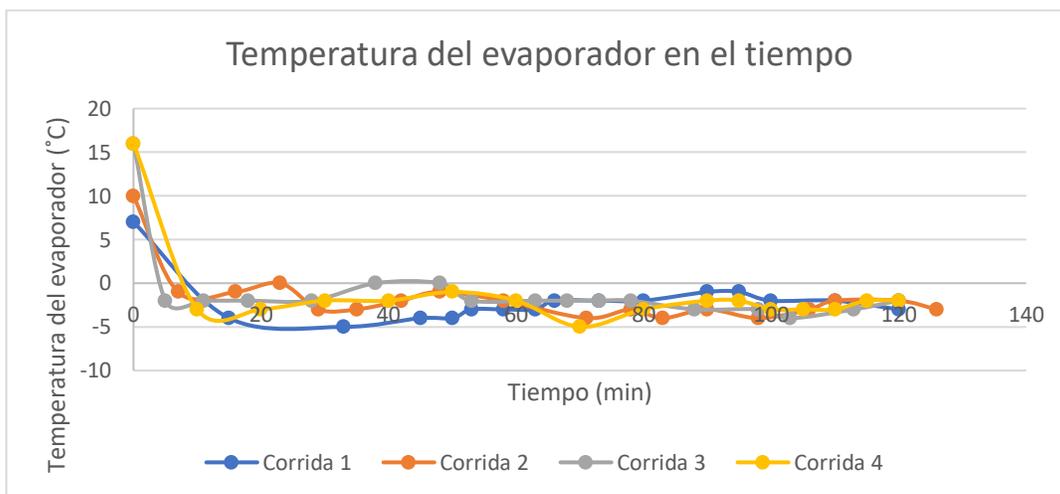
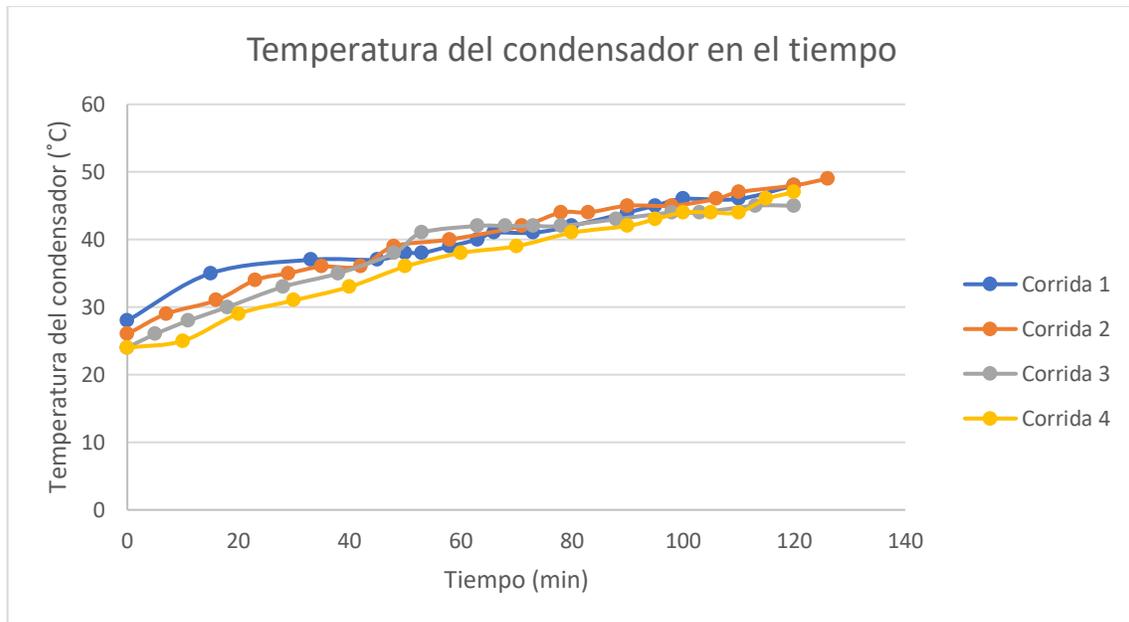


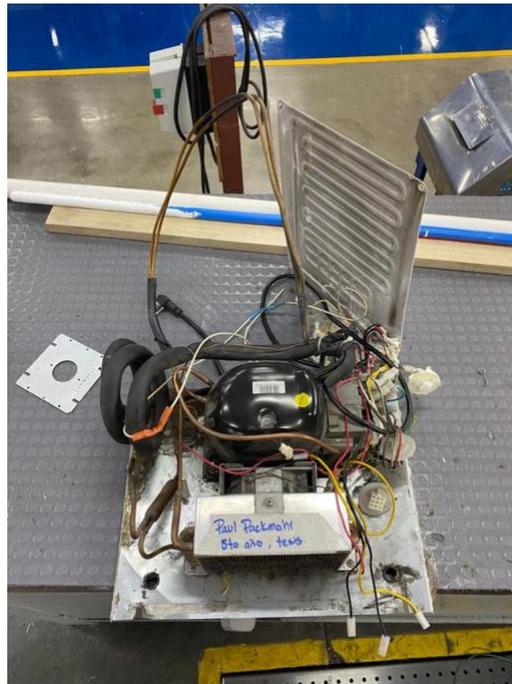
Figura 51. Control de temperatura del refrigerante contra el tiempo del condensador en la bomba de calor construida



F. Figuras para el proceso de construcción

A continuación, se muestran las imágenes que ayudan a la explicación de la construcción de la máquina térmica en la sección de la metodología.

Figura 52. Primera vista del equipo entregado por la universidad



Así fue entregado el sistema de refrigeración por parte de la universidad. Esto se tenía que convertir o adaptar a una bomba de calor que caliente agua.

Figura 53. Equipo de refrigeración luego de eliminar los componentes que no se utilizaron

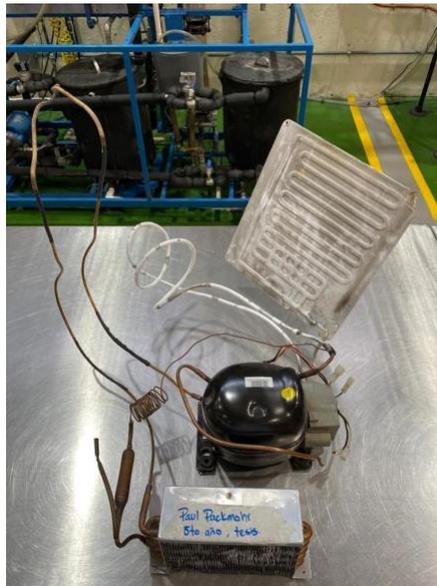


Figura 54. Maniobra de tubería de cobre para armar los intercambiadores de calor



Figura 55. Mecanismo de toma de temperaturas para ambos intercambiadores de calor



Figura 56. Visualización del condensador dentro de la cubeta de 5 galones



Figura 57. Termómetro de bolsillo como medidor de temperatura del refrigerante en el condensador



Figura 58. Válvula de 1/4 de vuelta para drenar el contenido de agua que ha sido ingresó a la cubeta



Figura 59. Método de protección del compresor para remover piezas soldadas por el fabricante del equipo



- Trapo de agua húmedo para proteger el compresor de calentarse y dañarlo.

Figura 60. Succión de aceite mineral por el compresor



Figura 61. Herramienta de expansión de la tubería de cobre



Figura 62. Conexión de la salida del compresor hacia la parte superior de la cubeta



Figura 63. Intercambiador de calor conectado en la succión del compresor. (a) Tubo capilar enredado en la salida del evaporador



Figura 64. Bomba de vacío conectada a la válvula de servicio del compresor para la remoción de aire y verificación de fugas



Figura 65. Presión inicial de trabajo antes de realizar la extracción de aire con la bomba de vacío



Figura 66. Presión de vacío final después de aplicarse por 30 min

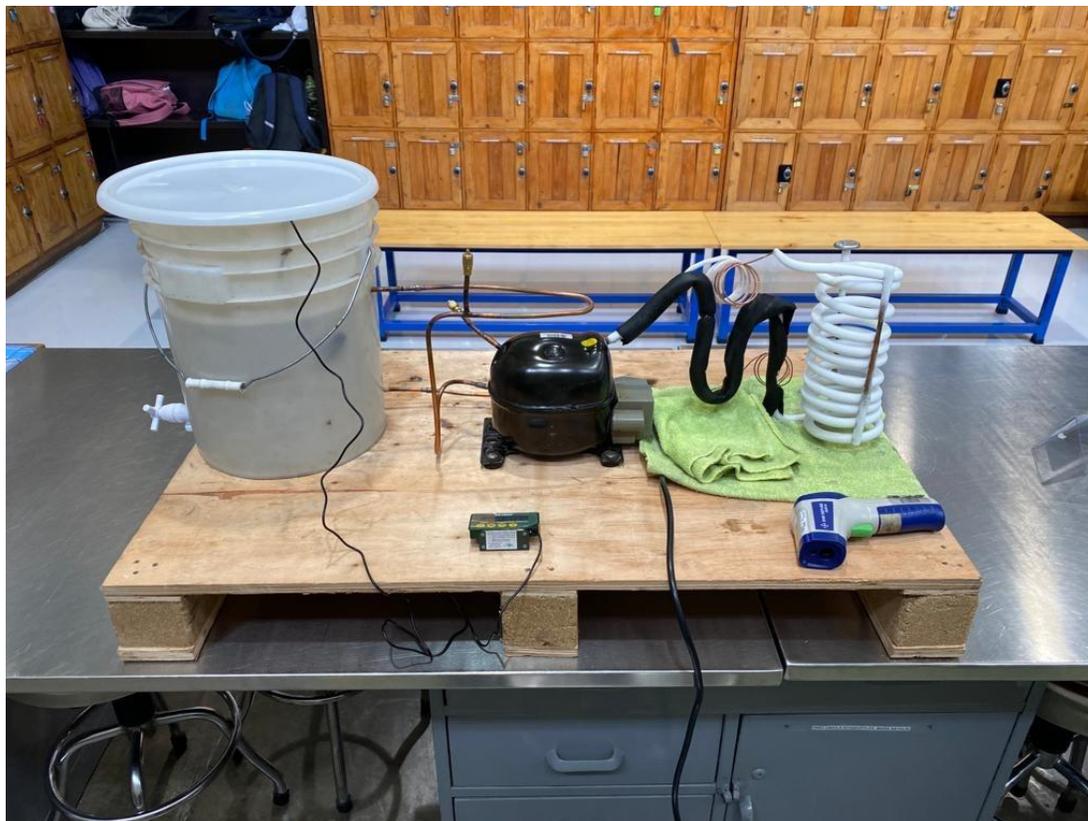


Figura 67. Bomba de calor final con sus componentes y lista para su operación (calentar agua)



1. Compresor
2. Tubo capilar
3. Evaporador
4. Condensador (Se colocó dentro de la cubeta).

Figura 68. Bomba de calor operando en el Laboratorio de Operaciones Unitarias



XIII. GLOSARIO

1. **Bomba de calor:** Máquina térmica que funciona bajo el principio del ciclo de Rankine, la cual permite aumentar la temperatura del calor de bajo grado proveniente de una fuente para su aplicación.
2. **Calor residual:** Resultado de los desechos con bajo contenido calórico no aprovechados por los procesos que involucran transferencia de calor.
3. **Coefficiente de desempeño de calentamiento (COP_H):** Razón entre la rapidez de la transferencia de energía térmica de la bomba de calor para calentar un medio, y la energía requerida por el compresor para realizar el trabajo.
4. **Coefficiente de desempeño de enfriamiento (COP_C):** Razón entre la rapidez de la transferencia de energía térmica de la bomba de calor para enfriar un medio, y la energía requerida por el compresor para realizar el trabajo.
5. **Sistema de compresión:** Esfuerzo aplicado mecánicamente al refrigerante para aumentar su presión y reducir su volumen en un circuito cerrado como lo es una bomba de calor.
6. **Sistema de expansión:** Dispositivo que permite la reducción de presión y aumento de volumen de un refrigerante en un circuito cerrado.