

---

# Propuesta de un sistema de aprovechamiento de energía térmica para su utilización en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala

---

Allyson Janett Camposeco Zea



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería  
Departamento de Ingeniería Química



**Propuesta de un sistema de aprovechamiento de energía  
térmica para su utilización en el Laboratorio de Operaciones  
Unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala**

Trabajo de graduación presentado por Allyson Janett Camposeco Zea  
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Química

Guatemala,

2020

Vo.Bo.:

(f)

Ing. Gamaliel Zambrano Ruano

Tribunal Examinador:

(f)

Ing. Gamaliel Zambrano Ruano

(f)

Ing. Luis Núñez

(f)

Inga. Carmen Ortiz

Fecha de aprobación: Guatemala, 17 de diciembre de 2020.

Dedico este trabajo a mis padres Nidia y Alejandro, por ser los dos pilares que me sostienen y motivan a diario. Gracias por ser los principales promotores de mis sueños, por ser mi mejor ejemplo de lucha y esfuerzo constante, por creer y apostar todo por mí. A ellos dedico todo mi esfuerzo en reconocimiento al sacrificio constante que hacen a diario por mi hermana y por mí.

Gracias mamá por luchar junto a mí en la construcción de mis sueños, por tu fuerza y luz que me acompañaron en estos años de estudio.

Gracias papá por creer en mí, por tu fuerza y sacrificio constante. Das paz y alegría a mi vida.

A mi hermana Alejandra, por acompañarme en los días más duros y por motivarme siempre a ser el mejor ejemplo para ti. Admiro tu valentía, inteligencia y fuerza.

A mis perritas Mía y Lulú por acompañarme fielmente todas las noches de desvelo.

A mis amigos, con quienes compartimos los momentos más duros y especiales de esta carrera. Gracias por enseñarme a ser paciente y por permitirme aprender cada día de ustedes. Los llevo siempre conmigo.

Agradezco a mi asesor Ing. Cristian Rossi por su cariño, apoyo y tiempo dedicado a mí para la elaboración de este trabajo. Gracias por no dejarme sola a pesar de las circunstancias.

Agradezco a Ing. Gamaliel Zambrano por creer en mí y por retarme a diario a ser una mejor persona y profesional. Gracias por su cariño, abrazos y apoyo incondicional.

Agradezco a Ing. Luis Núñez por identificar en mí las habilidades que no conocía y por motivarme siempre a dar lo mejor de mí. Gracias por tu amistad y cariño, pero sobre todo, por ayudarme a crecer y a confiar en mí.

Agradezco a Inga. Carmen Ortiz por su cariño y acompañamiento desde el inicio para la elaboración de este trabajo.

Al resto de mis catedráticos y demás miembros del departamento de Ingeniería Química,

gracias por su ayuda y aprecio.

Finalmente, agradezco a Dios, la Virgen, mis ángeles, quienes me tomaron de la mano y me acompañaron en este camino. De ellos recibí la fuerza para continuar, cuando la mía ya no era suficiente.

<b>Prefacio</b>	IV
<b>Lista de figuras</b>	XIII
<b>Lista de cuadros</b>	XVII
<b>Resumen</b>	1
<b>1. Introducción</b>	1
<b>2. Antecedentes</b>	3
2.1. Bombas de calor en instalaciones residenciales e industriales . . . . .	3
2.2. Torres de enfriamiento en la industria . . . . .	5
2.3. Situación del Laboratorio de Operaciones Unitarias . . . . .	5
2.3.1. Tanque de ahogamiento de vapor para caldera . . . . .	5
2.3.2. Evaporador de simple efecto . . . . .	6
<b>3. Justificación</b>	8
<b>4. Objetivos</b>	11
4.1. Objetivo general . . . . .	11
4.2. Objetivos específicos . . . . .	11
<b>5. Marco teórico</b>	12
5.1. Bomba de calor . . . . .	12
5.2. Funcionamiento de la bomba de calor . . . . .	13
5.2.1. Ciclo de Carnot . . . . .	13
5.2.2. Ciclo inverso de Carnot . . . . .	13
5.3. Tipos de bombas de calor . . . . .	14
5.3.1. Bomba geotérmica de calor . . . . .	14
5.3.2. Bomba de calor hidrodinámica . . . . .	15
5.3.3. Bomba aerotérmica de calor . . . . .	15
5.4. Tipos según la energía de compresión . . . . .	15

5.4.1. Por compresión de vapor . . . . .	15
5.4.2. Por absorción . . . . .	16
5.5. Componentes de la bomba de calor . . . . .	17
5.5.1. Evaporador . . . . .	18
5.5.2. Compresor . . . . .	19
5.5.3. Condensador . . . . .	24
5.5.4. Válvula de expansión . . . . .	25
5.6. Refrigerante . . . . .	26
5.7. Termodinámica y la transferencia de calor . . . . .	27
5.7.1. Primera Ley de la Termodinámica . . . . .	27
5.7.2. Calor y otras formas de energía . . . . .	29
5.8. Mecanismos de transferencia de calor . . . . .	30
5.8.1. Conducción . . . . .	30
5.8.2. Convección . . . . .	31
5.9. Intercambiadores de calor . . . . .	32
5.9.1. Tubos concéntricos o doble tubo . . . . .	32
5.9.2. De coraza y tubos . . . . .	32
5.9.3. Dirección del flujo . . . . .	32
5.9.4. Factor de incrustación . . . . .	34
5.10. Balances de masa y energía . . . . .	34
5.11. Correlaciones para convección natural . . . . .	36
5.11.1. Número de Grashof . . . . .	36
5.11.2. Número de Rayleigh . . . . .	37
5.12. Correlaciones para convección forzada . . . . .	37
5.12.1. Número de Reynolds . . . . .	37
5.13. Coeficiente de transferencia de calor por convección . . . . .	38
5.14. Propiedades generales de los fluidos . . . . .	38
5.14.1. Viscosidad cinemática . . . . .	38
5.14.2. Número de Prandtl . . . . .	38
5.14.3. Número de Nusselt . . . . .	38
5.14.4. Diámetro hidráulico . . . . .	40
5.14.5. Velocidad lineal del fluido . . . . .	40
5.14.6. Caudal . . . . .	40
5.14.7. Área transversal . . . . .	41
5.14.8. Área superficial . . . . .	41
5.14.9. Temperatura de película . . . . .	41
5.15. Análisis de los intercambiadores de calor . . . . .	41
5.15.1. Temperatura media logarítmica . . . . .	42
5.15.2. Coeficiente global de transferencia de calor . . . . .	42
5.15.3. Área superficial de transferencia de calor . . . . .	43
5.16. Dimensionamiento del intercambiador de coraza y tubos . . . . .	43
5.16.1. Factor de corrección de la temperatura media logarítmica . . . . .	43
5.16.2. Área total ocupada por los tubos . . . . .	44
5.16.3. Área de intercambio en la coraza . . . . .	45
5.16.4. Diámetro equivalente de la coraza . . . . .	45
5.16.5. Diámetro del haz de los tubos . . . . .	46
5.16.6. Deflectores en la coraza . . . . .	46
5.16.7. Coeficiente de transferencia de calor en los tubos y la coraza . . . . .	47

5.16.8. Caídas de presión en los tubos y coraza	48
5.17. Análisis termodinámico de la bomba de calor	49
5.17.1. Evaporador	49
5.17.2. Compresor	49
5.17.3. Condensador	50
5.17.4. Válvula de expansión	50
5.17.5. Bomba	50
5.18. Coeficiente de operación COP	50
5.19. Selección de material de tubería	51
5.19.1. Tubería de cobre	51
5.19.2. Tubería de polietileno (PE)	53
<b>6. Metodología</b>	<b>55</b>
6.1. Revisión bibliográfica	55
6.2. Identificación de las fuentes de calor residual en el Laboratorio de Operaciones Unitarias	55
6.3. Selección y evaluación de la fuente de calor	56
6.3.1. Tanque de condensados de caldera	56
6.3.2. Evaporador de simple efecto en el Laboratorio de Operaciones Unitarias	57
6.4. Determinación de la energía disponible en la fuente	58
6.4.1. Caldera	58
6.4.2. Evaporador	60
6.5. Dimensionamiento del intercambiador de calor de captación en el tanque de ahogamiento de caldera	60
6.6. Dimensionamiento del evaporador para la bomba de calor	61
6.7. Dimensionamiento del condensador para la bomba de calor	62
6.8. Cálculo y selección del compresor para la bomba de calor	63
6.8.1. Cálculo de las condiciones de trabajo para el compresor	63
6.8.2. Selección del compresor	63
6.9. Cálculo y selección de la válvula de expansión	64
6.10. Análisis termodinámico de la bomba de calor	64
6.10.1. Análisis compresor	65
6.10.2. Análisis condensador	65
6.10.3. Análisis válvula de expansión	65
6.10.4. Análisis evaporador	66
6.11. Cálculo del coeficiente de desempeño (COP) de la bomba de calor	66
6.12. Evaluación y selección de las aplicaciones para la bomba de calor	66
6.13. Dimensionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza	67
6.14. Cálculo de bombas centrífugas para circuitos cerrados	68
<b>7. Resultados</b>	<b>70</b>
7.1. Análisis y selección de la fuente de calor para las bombas de calor	70
7.2. Cálculo y dimensionamiento de la bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor de caldera	71
7.2.1. Condiciones y especificaciones del tanque de ahogamiento de vapor de la caldera	71
7.2.2. Dimensionamiento y evaluación del desempeño del intercambiador de captación	73

7.2.3. Especificaciones bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor de la caldera . . . . .	76
7.3. Estimación del coeficiente de operación para la bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor de la caldera . . . . .	79
7.4. Modelo 3D del sistema propuesto para la bomba de calor y sus intercambiadores de calor . . . . .	79
7.5. Dimensionamiento de la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto . . . . .	83
7.5.1. Especificaciones de la bomba de calor dimensionada para el evaporador de simple efecto . . . . .	83
<b>8. Análisis de resultados</b>	<b>87</b>
8.1. Evaluación del tanque de ahogamiento de vapor en caldera . . . . .	88
8.2. Dimensionamiento y evaluación del desempeño del intercambiador de calor de captación . . . . .	89
8.3. Dimensionamiento del evaporador para la bomba de calor . . . . .	91
8.3.1. Tanque de ahogamiento para caldera . . . . .	91
8.3.2. Evaporador de simple efecto . . . . .	93
8.4. Cálculo y selección del compresor y la válvula de expansión para la bomba de calor . . . . .	94
8.5. Coeficiente de operación (COP) de la bomba de calor . . . . .	96
8.6. Dimensionamiento del condensador para la bomba de calor . . . . .	97
<b>9. Conclusiones</b>	<b>100</b>
<b>10.Recomendaciones</b>	<b>102</b>
<b>11.Bibliografía</b>	<b>103</b>
<b>12.Anexos</b>	<b>106</b>
12.1. Selección y evaluación de la fuente de calor . . . . .	106
12.1.1. Tanque de ahogamiento de vapor de caldera . . . . .	106
12.1.2. Evaporador de simple efecto . . . . .	107
12.2. Dimensionamiento de los intercambiadores de calor: captador, evaporador y condensador . . . . .	108
12.2.1. Dimensionamiento del intercambiador de captación en el tanque de ahogamiento . . . . .	108
12.3. Dimensionamiento evaporador de la bomba de calor para el tanque de ahogamiento . . . . .	117
12.3.1. Iteraciones para la determinación del par de diámetros para el evaporador de la bomba de calor del tanque de ahogamiento de vapor de caldera . . . . .	121
12.4. Dimensionamiento condensador de la bomba de calor para el tanque de ahogamiento . . . . .	125
12.5. Dimensionamiento evaporador de la bomba de calor para el evaporador de simple efecto . . . . .	128
12.6. Selección del compresor . . . . .	130
12.6.1. Selección del compresor para la bomba de calor de 18 kW diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor de caldera . . . . .	130

12.7. Selección del compresor para la bomba de calor de 12 kW diseñada para el evaporador de simple efecto . . . . .	135
12.8. Selección válvula de expansión para bomba de calor de 18 kW diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor en caldera . . . . .	137
12.9. Selección válvula de expansión para bomba de calor de 12 kW diseñada para el evaporador de simple efecto . . . . .	138
12.10 Cálculos de muestra . . . . .	142
12.10.1 Evaluación del tanque de ahogamiento de caldera . . . . .	142
12.10.2 Dimensionamiento del evaporador y condensador . . . . .	142
12.10.3 Análisis termodinámico de la bomba de calor . . . . .	145
12.10.4 Dimensionamiento intercambiador de coraza y tubos . . . . .	146
12.11 Bomba de recirculación de agua para los circuitos de la bomba de calor . . . . .	149
12.12 Dimensionamiento del intercambiador de coraza y tubos como evaporador para la bomba de calor diseñada de 12 kW. . . . .	153
12.13 Análisis y selección de las fuentes para las bombas de calor propuestas . . . . .	155
12.14 Análisis y selección de las aplicaciones para las bombas de calor propuestas . . . . .	156

---

## Lista de figuras

---

1. Ciclo de la bomba de calor con sus componentes principales . . . . .	12
2. Diagrama T-S del ciclo de Carnot . . . . .	13
3. Diagrama T-S del ciclo invertido de Carnot . . . . .	14
4. Diagrama T-S y esquema para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor . . . . .	16
5. Diagrama de una unidad de refrigeración por absorción . . . . .	17
6. Compresor reciprocante . . . . .	20
7. Partes del compresor rotativo . . . . .	20
8. Diagrama de un compresor centrífugo. . . . .	22
9. Esquema de un compresor de tipo Scroll . . . . .	23
10. Diagrama del uso de distintos compresores para diferentes potencias de trabajo y sus aplicaciones . . . . .	24
11. Diagrama de válvula de expansión termostática . . . . .	25
12. Refrigerantes más usados en diferentes tipos de bombas de calor . . . . .	27
13. Rango de la conductividad térmica de diversos materiales a la temperatura ambiente . . . . .	31
14. Régimen en flujo paralelo . . . . .	33
15. Régimen en contraflujo . . . . .	33
16. Régimen en flujo cruzado . . . . .	34
17. Área de transferencia de calor del intercambiador de captación en función de la tasa de remoción de calor en el tanque de ahogamiento para una tubería de cobre tipo M de 1 pulgada y una velocidad del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s . . . . .	74
18. Número de vueltas del serpentín de captación en función de la tasa de remoción de calor en el tanque de ahogamiento para una tubería de cobre tipo M de 1 pulgada y una velocidad del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s . . . . .	74
19. Diagrama del tanque de ahogamiento de vapor de caldera con el intercambiador de captación . . . . .	75
20. Vista plano 3D instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera . . . . .	79
21. Vista 3D instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera . . . . .	80

22. Vista 3D instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera . . . . .	80
23. Vista planta 3D instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera . . . . .	81
24. Vista planta 3D instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera . . . . .	81
25. Vista planta 3D instalación intercambiador de calor de captación en el tanque de ahogamiento de vapor de caldera . . . . .	82
26. Vista planta 3D instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera . . . . .	82
27. Área de transferencia de calor del intercambiador de captación en función del diámetro de tubería a diferentes velocidades del fluido . . . . .	110
28. Longitud del intercambiador de captación en función del diámetro de tubería a diferentes velocidades del fluido . . . . .	110
29. Coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de captación en función del diámetro de tubería a diferentes velocidades del fluido . . . . .	111
30. Número de vueltas del intercambiador de captación en función del diámetro de tubería a diferentes velocidades del fluido . . . . .	111
31. Área de transferencia de calor en función de la tasa de remoción de calor en el tanque para diámetros de tubería de cobre de 1 y 3/4 pulgadas y una velocidad lineal del fluido por el circuito cerrado de 1 m/s . . . . .	113
32. Número de vueltas del serpentín en función de la tasa de remoción de calor en el tanque para diámetros de tubería de cobre de 1 y 3/4 pulgadas y una velocidad lineal del fluido por el circuito cerrado de 1 m/s . . . . .	113
33. Área de transferencia de calor en función de la tasa de remoción de calor en el tanque para diámetros de tubería de cobre de 1 y 3/4 pulgadas y una velocidad lineal del fluido por el circuito cerrado de 1.5 m/s . . . . .	115
34. Número de vueltas del serpentín en función de la tasa de remoción de calor en el tanque para diámetros de tubería de cobre de 1 y 3/4 pulgadas y una velocidad lineal del fluido por el circuito cerrado de 1.5 m/s . . . . .	115
35. Área de transferencia de calor del intercambiador de captación en función de la tasa de remoción de calor en el tanque de ahogamiento para una tubería de cobre tipo M de 1 pulgada y una velocidad del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s . . . . .	116
36. Número de vueltas del serpentín de captación en función de la tasa de remoción de calor en el tanque de ahogamiento para una tubería de cobre tipo M de 1 pulgada y una velocidad del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s . . . . .	116
37. Área de transferencia de calor del evaporador de la bomba de calor en función de la temperatura de condensación del refrigerante para una velocidad lineal del fluido externo de 1.5 m/s y una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 de pulgada . . . . .	118
38. Coeficiente global de transferencia de calor del evaporador de la bomba de calor en función de la temperatura de condensación del refrigerante para una velocidad lineal del fluido externo de 1.5 m/s y una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 de pulgada . . . . .	119

39. Número de vueltas del evaporador de la bomba de calor en función de la temperatura de condensación del refrigerante para una velocidad lineal del fluido externo de 1.5 m/s y una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 de pulgada . . . . .	119
40. Área de transferencia de calor del evaporador de la bomba de calor en función de la tasa de remoción de calor en la fuente con una tubería interna de cobre de 1/4 pulgada y la externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada . . . . .	120
41. Número de vueltas del evaporador de la bomba de calor en función de la tasa de remoción de calor en la fuente con una tubería interna de cobre de 1/4 pulgada y la externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada . . . . .	121
42. Predicción de la temperatura de aplicación de la bomba de calor en función a la longitud del condensador de la bomba diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor en la caldera . . . . .	127
43. Variación de la velocidad lineal del fluido según la temperatura de aplicación de la bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor en la caldera . . . . .	127
44. Capacidad de enfriamiento del compresor MLZ066T2A . . . . .	130
45. Desempeño del compresor MLZ066T2A para la temperatura de evaporación de 5 °C y temperatura de condensación de 50 °C . . . . .	131
46. Análisis termodinámico del compresor MLZ066T2A para la temperatura de evaporación de 5 °C y temperatura de condensación de 50 °C . . . . .	131
47. Coeficiente de operación de enfriamiento del compresor MLZ066T2A para diferentes temperaturas de evaporación y condensación . . . . .	132
48. Diagrama P-h de la bomba de calor de 18 kW para el R-134a . . . . .	132
49. Hoja técnica del compresor MLZ066T2A para la bomba de calor diseñada para 18 kW . . . . .	133
50. Hoja técnica del compresor MLZ066T2A para la bomba de calor diseñada para 18 kW . . . . .	134
51. Capacidad de enfriamiento del compresor MLZ038T2A . . . . .	135
52. Desempeño del compresor MLZ038T2A para la temperatura de evaporación de 5 °C y temperatura de condensación de 50 °C . . . . .	135
53. Análisis termodinámico del compresor MLZ038T2A para la temperatura de evaporación de 5 °C y temperatura de condensación de 50 °C . . . . .	136
54. Coeficiente de operación de enfriamiento del compresor MLZ038T2A para diferentes temperaturas de evaporación y condensación . . . . .	136
55. Diagrama P-h de la bomba de calor de 12 kW para el R-134a . . . . .	137
56. Desempeño de la válvula de expansión seleccionada T05-02 . . . . .	137
57. Análisis termodinámico para la válvula de expansión seleccionada T05-02 . . . . .	138
58. Desempeño de la válvula de expansión seleccionada T05-01 . . . . .	138
59. Análisis termodinámico para la válvula de expansión seleccionada T05-01 . . . . .	139
60. Selección del tipo y tamaño del orificio de las válvulas de expansión seleccionadas T05-01 y T05-02 . . . . .	140
61. Hoja técnica para las válvulas de expansión de tipo T05 seleccionadas para ambas bombas de calor . . . . .	141
62. Hoja técnica para la bomba de recirculación seleccionada para bombeo de agua entre los circuitos de la bomba de calor . . . . .	152
63. Evaluación del coeficiente global y el área de transferencia de calor en función de la longitud de los tubos del intercambiador de tubos y coraza . . . . .	154

64. Planos instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera . . . . .	158
65. Planos instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera . . . . .	159
66. Hoja de cálculo para la estimación del coeficiente de operación (COP) de la bomba de calor . . . . .	160
67. Plano instalación de las bombas de calor en el Laboratorio de Operaciones Unitarias . . . . .	161
68. Plano instalación de las bombas de calor en el área de caldera y el área cercana al evaporador de simple efecto semi industrial del Laboratorio de Operaciones Unitarias . . . . .	162

---

## Lista de cuadros

---

1. Parámetros $K_1$ y $n_1$ para un arreglo triangular de tubos del intercambiador de coraza y tubos. . . . .	46
2. Análisis y selección de las fuentes de calor para las bombas de calor propuestas. . . . .	71
3. Parámetros de operación y condiciones determinadas para el tanque de ahogamiento de vapor en la caldera * . . . . .	72
4. Características y dimensiones del tanque de ahogamiento de vapor . . . . .	72
5. Características y dimensiones del intercambiador de captación . . . . .	73
6. Especificaciones bomba de calor para aprovechamiento de calor residual en el tanque de ahogamiento de vapor de caldera . . . . .	76
7. Dimensiones del evaporador de la bomba de calor para el tanque de ahogamiento de vapor en la caldera . . . . .	78
8. Dimensiones del condensador de la bomba de calor para el tanque de ahogamiento de vapor en la caldera . . . . .	78
9. Coeficiente de operación de enfriamiento y calentamiento de la bomba de calor para tanque de ahogamiento de caldera . . . . .	79
10. Especificaciones bomba de calor para aprovechamiento de calor en el evaporador de simple efecto . . . . .	83
11. Dimensiones del evaporador de la bomba de calor para el evaporador de simple efecto . . . . .	85
12. Dimensiones del condensador de la bomba de calor para el evaporador de simple efecto . . . . .	85
13. Coeficiente de operación de enfriamiento y calentamiento de la bomba de calor para evaporador de simple efecto . . . . .	86
14. Resultados de la evaluación del tanque de ahogamiento de caldera durante la operación de la caldera * . . . . .	106
15. Determinación de la masa de agua que aumenta por corrida en el tanque de ahogamiento de caldera . . . . .	107
16. Energía disponible en el tanque de ahogamiento de vapor de caldera . . . . .	107
17. Energía disponible en el tanque de ahogamiento de vapor de caldera . . . . .	107
18. Resultados de la evaluación del evaporador de simple efecto y la torre de enfriamiento . . . . .	107

19.	Propiedades del fluido externo e interno para serpentín captador del tanque de ahogamiento de caldera . . . . .	108
20.	Resultados hoja de cálculo para las características del serpentín captador a una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 1 m/s y con variación del diámetro de la tubería de cobre tipo M . . . . .	109
21.	Resultados hoja de cálculo para las características del serpentín captador a una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s y con variación del diámetro de la tubería de cobre tipo M . . . . .	109
22.	Resultados hoja de cálculo para las características del serpentín captador a una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 2 m/s y con variación del diámetro de la tubería de cobre tipo M . . . . .	109
23.	Resultados simulador para las características del serpentín captador con una tubería de cobre de 1 pulgada y una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 1 m/s en función de la tasa de remoción de calor de la fuente . . . . .	112
24.	Resultados simulador para las características del serpentín captador con una tubería de cobre de 3/4 pulgada y una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 1 m/s en función de la tasa de remoción de calor de la fuente . . . . .	112
25.	Resultados simulador para las características del serpentín captador con una tubería de cobre de 1 pulgada y una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s en función de la tasa de remoción de calor de la fuente . . . . .	114
26.	Resultados simulador para las características del serpentín captador con una tubería de cobre de 3/4 pulgada y una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s en función de la tasa de remoción de calor de la fuente . . . . .	114
27.	Propiedades del fluido externo e interno en el evaporador de la bomba de calor para el tanque de ahogados de caldera . . . . .	117
28.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada* . . . . .	117
29.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada* . . . . .	118
30.	Resultados simulador para las características del evaporador de la bomba de calor con una tubería interna de cobre de 1/4 pulgada y la externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada en función de la tasa de remoción de calor de la fuente . . . . .	120
31.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/4 pulgada* . . . . .	121
32.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/2 pulgada* . . . . .	122

33.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 3/4 pulgada *	122
34.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/4 pulgada *	122
35.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/2 pulgada *	123
36.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 3/4 pulgada *	123
37.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/4 pulgada *	123
38.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/2 pulgada *	124
39.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 3/4 pulgada *	124
40.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1/2 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/4 pulgada *	124
41.	Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1/2 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/2 pulgada *	125
42.	Propiedades del fluido externo e interno en el condensador de la bomba de calor para el tanque de ahogados de caldera	125
43.	Características del intercambiador de captación, evaporador y condensador de la bomba de calor para el tanque de ahogamiento de caldera	126
44.	Análisis termodinámico para el ciclo del refrigerante R-134a ( $T_e = 5\text{ }^\circ\text{C}$ y $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$ en la bomba de calor diseñada para tanque de ahogamiento de caldera	126
45.	Predicción de la temperatura de aplicación de la bomba de calor en función a la longitud del condensador de la bomba diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor en la caldera *	126
46.	Propiedades del fluido externo e interno en el evaporador de la bomba de calor para el evaporador de simple efecto	128

47. Propiedades del fluido externo e interno en el condensador de la bomba de calor para el evaporador de simple efecto . . . . .	128
48. Características del evaporador y condensador de la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto . . . . .	129
49. Análisis termodinámico para el ciclo del refrigerante R-134a en la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto <sup>a</sup> . . . . .	129
50. Modelos lineales para la predicción del área de transferencia de calor y el número de vueltas del intercambiador de captación y evaporador en función de la tasa de remoción de calor de la fuente * . . . . .	129
51. Modelo lineal para la predicción de la temperatura de la aplicación de la bomba de calor en función de la longitud del condensador . . . . .	130
52. Coeficientes de pérdida de fricción de los accesorios presentes en el circuito de la bomba de circulación de agua entre la fuente de calor y la bomba de calor . . . . .	149
53. Caudal, longitud y pérdida de carga para cada tramo de tubería en el circuito de la bomba de recirculación de agua . . . . .	149
54. Características de diseño para el cálculo de la bomba de recirculación necesaria para la bomba de calor de 18 kW en el tanque de ahogamiento de vapor de caldera . . . . .	149
55. Características de diseño para el cálculo de la bomba de recirculación necesaria para la bomba de calor de 12 kW en el evaporador de simple efecto . . . . .	150
56. Características de la bomba de recirculación calculada para el sistema. . . . .	150
57. Características de diseño para la bomba de recirculación seleccionada para ambas bombas de calor calculadas . . . . .	151
58. Características del evaporador y condensador de la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto . . . . .	153
59. Evaluación del coeficiente global y el área de transferencia de calor en función de la longitud de los tubos del intercambiador de tubos y coraza . . . . .	153
60. Análisis y selección de las posibles fuentes de calor para los dos tipos de bombas de calor propuestas . . . . .	155
61. Evaluación de las posibles aplicaciones de las bombas de calor propuestas . . . . .	156
62. Evaluación de las posibles aplicaciones de las bombas de calor propuestas . . . . .	157

Se realizó un análisis para el cálculo y dimensionamiento de un sistema de aprovechamiento de energía residual con una bomba de calor. Se usó una carga de calor específica en un rango de temperatura determinado, correspondientes a dos sistemas seleccionados en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala.

Se seleccionó el tanque de ahogamiento de vapor de la caldera pirotubular y el evaporador semi industrial de simple efecto, como los equipos con mayor potencial para aprovechamiento de energía residual. Para el caso del tanque de ahogamiento, se evaluó específicamente el aprovechamiento del calor del agua después de ahogar vapor para aprovecharlo con la bomba de calor. En el caso del evaporador de simple efecto, se evaluó la posibilidad de sustituir el sistema de recirculación de agua de enfriamiento que va hacia la torre por uno que use la bomba de calor y con esta reducir la temperatura del agua que se utiliza en los condensadores del equipo.

Se determinó que la bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor de caldera tiene una capacidad de enfriamiento de 18 kW y una capacidad de calentamiento de 22 kW, mientras que la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto tiene una capacidad 12 kW y 15 kW, respectivamente. Ambas permiten alcanzar una temperatura de aplicación directa entre  $50^{\circ}C$  a  $55^{\circ}C$ , utilizando refrigerante R-134a que opera en un ciclo de evaporación/condensación de  $5^{\circ}C$  y  $50^{\circ}C$ . El coeficiente de desempeño estimado para las bombas de calor es de 4.6 para el COP de enfriamiento y 5.6 para el COP de calentamiento.

El intercambiador de captación es un serpentín de 5 vueltas construido de tubería de cobre tipo M de 0.0254 m (1") con agua fluyendo por un circuito cerrado a 1.5 m/s. Los sistemas de intercambiadores que incluyen al evaporador y condensador de la bomba de calor son serpentines de tubos concéntricos con tubería externa de polietileno de alta densidad de 0.0191 m (3/4") y tubería interna de cobre tipo M de 0.0064 m (1/4"). Se calculó y seleccionó los compresores tipo "scroll", las válvulas de expansión y las bombas de circulación necesarias para el funcionamiento de este sistema.

Las bombas de calor diseñadas para ambos sistemas permiten retirar el calor del agua caliente de la fuente y aumentarle la temperatura, para su aprovechamiento directo en una aplicación o proceso dentro del Laboratorio de Operaciones Unitarias.

Muchos de los procesos industriales de fabricación requieren sistemas de calentamiento, que actualmente se obtienen con vapor generado en calderas o con resistencias eléctricas, y que implican un alto consumo de energía. En algunos casos se acoplan sistemas de calentamiento coordinados con enfriamiento. Sin embargo, en muchas ocasiones, estos aún no cuentan con sistemas de recuperación de calor residual, a pesar de que su reuso podría representar un ahorro de costos y energía porque puede incorporarse al mismo proceso o en procesos que requieran menores temperaturas. En la mayoría de los casos, este calor residual se constituye en una fuente de energía constante que es desechada debido a que se considera como una energía de baja calidad.

En la última década se han realizado estudios proponiendo soluciones para la recuperación y el mejor aprovechamiento de energía residual con equipos de pequeña potencia con accionamiento térmico a baja temperatura. Sin embargo, como se trata de un residuo con contenido energético de baja calidad y temperatura, se requiere de una tecnología que tome esa energía desechada y la convierta en una fuente energética de mayor temperatura para su adecuada reutilización en algún proceso. Esto, como consecuencia, puede representar para las industrias una oportunidad para mejorar eficiencia, ahorro energético y reducción de costos.

Una de las soluciones técnicas utilizadas en varios países europeos como Alemania y España para el aprovechamiento y recuperación de energía, es el uso de bombas de calor, especialmente para sistemas de calefacción y refrigeración. Estas máquinas térmicas corresponden a una de las tecnologías más aptas para recuperar energía disponible de baja calidad pues han logrado un alto desempeño a escala residencial y comercial, y en algunos casos, a escala industrial.

El presente trabajo se realizó con el objetivo de proponer proponer un sistema de aprovechamiento de energía térmica de baja entalpía para su utilización en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala. Concretamente, se dimensionó el intercambiador de calor de captación, el evaporador y condensador. Se calculó y seleccionó el compresor, la válvula de expansión y las bombas de circulación necesarias para

el funcionamiento del sistema y se estimó el coeficiente de operación (COP) de la bomba al evaluar la interacción de todos los componentes del sistema.

El presente trabajo está estructurado en varios capítulos, como son: marco teórico, antecedentes, presentación y análisis de resultados, conclusiones, recomendaciones, entre otras.

La implementación industrial de bombas de calor se alinea estrechamente con la prioridad de muchos países en construir industrias más competitivas, con procesos más eficientes y con menos emisiones, como las de dióxido de carbono, derivadas del calentamiento de procesos industriales. Sin embargo, estos sistemas no se consideran como parte de una tecnología madura, pues aún continúan en desarrollo. Por ser una tecnología versátil, las bombas de calor pueden ser aplicadas en múltiples subsectores: industrial, comercial y residencial.

En este sentido, se presenta a continuación una síntesis referente a algunas instalaciones existentes a nivel internacional con bombas de calor, funcionando en el sector residencial e industrial, que permiten contextualizar de una mejor manera el tema. Así, también se describirá la situación del Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala.

### 2.1. Bombas de calor en instalaciones residenciales e industriales

Un estudio realizado en el 2016 por el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), titulado “*Síntesis del estudio parque de bombas de calor en España*”, tuvo el propósito de estudiar el uso de bombas de calor, tanto en el sector residencial como el industrial. Se demostró que la mayor cantidad de unidades instaladas se encontraban en viviendas (86% del total), un 28% instaladas en la industria y un 11% en servicios [1]. El 75% de las viviendas construidas en Suecia, actualmente tienen sistemas de calefacción empleando esta tecnología [2].

Un primer ejemplo del uso de bombas de calor corresponde a la localidad de Hutten Holanda, donde el calor de proceso a baja temperatura es suministrado por una bomba de calor que utiliza y mejora la temperatura del calor rechazado de la planta de refrigeración de la instalación. La demanda de calor de alta temperatura se cubre a partir de una caldera

eléctrica. Otro caso similar está en funcionamiento en la Cervecería Mohrenbrauerei de Austria, en donde se instaló una bomba de calor de 370 kW, que ahorra la quema equivalente a 1.8 GWh que se producían con combustibles fósiles y tuvo un período de recuperación de 6 años [3].

En la acería austriaca Marienhutte, se instaló dos bombas de calor, que pueden suministrar calor a una temperatura de hasta  $95^{\circ}\text{C}$  y una capacidad de calefacción de 6 MW a 11 MW. Se utiliza el calor residual de la producción de acero, a temperaturas entre  $30^{\circ}\text{C}$  a  $35^{\circ}\text{C}$ , como fuente de calor que, de otro modo, se disiparía al ambiente [3].

En Appenzell, Suiza, el exceso de calor de un centro de procesamiento de datos se utiliza como fuente de calor para una bomba de calor de alta temperatura que proporciona calor ( $>90^{\circ}\text{C}$ ) para procesos de producción en una quesería cercana al lugar y agua caliente y calefacción para edificios. Este sistema le ahorra a la quesería alrededor de 1.5 GWh correspondiente a la quema de gas natural al año [3].

En el artículo “*Aplicaciones de bombas de calor en industrias*” publicado por la Agencia Internacional de Energía (IEA) por sus siglas en inglés, en el anexo 35/13, se presenta casos de bombas de calor instaladas en diferentes aplicaciones a nivel industrial. Algunos de estos casos se describen a continuación:

En la industria de producción de chocolate, en Reino Unido, se utiliza una bomba de calor que trabaja por compresión de vapor para modo enfriamiento y calentamiento. Esta suministra agua caliente de proceso a  $60^{\circ}\text{C}$  y utiliza como fuente de calor el proceso de enfriamiento de glicol de  $5^{\circ}\text{C}$  a  $0^{\circ}\text{C}$ . Este evapora amoníaco a  $-5^{\circ}\text{C}$  y la bomba de calor le eleva la temperatura a  $60^{\circ}\text{C}$ . Este equipo tiene un coeficiente de operación (COP) de 6.25 [4].

En una industria productora de leche danesa, llamada Arla Viderbaek, se instaló una bomba de calor para precalentar el aire a  $80^{\circ}\text{C}$  usando un circuito de agua para un secador por aspersión. La bomba de calor opera con un sistema híbrido compresión/absorción con un sistema de refrigerantes amoníaco/agua y un COP de 4.5. Esta bomba utiliza el agua de refrigeración del sistema, a  $40^{\circ}\text{C}$ , energía que antes de la instalación de la bomba, se descargaba al ambiente y era producida en una caldera de gas natural, lo cual ha provocado un ahorro de 4.6 GWh de combustibles fósiles y más de 1,400 toneladas de emisiones de  $\text{CO}_2$  al año [4].

En la industria de automóviles en Japón, para el proceso de pintado, se utiliza una bomba de calor para suministrar la energía que se necesita en los procesos de calefacción y refrigeración. Tradicionalmente, la mayoría de las necesidades de calefacción y refrigeración eran suplidas por la quema directa de combustibles para la generación de vapor y agua caliente, mientras que el agua fría era generada en refrigeradores por absorción de gas. Con la instalación de la bomba de calor, se redujo los costos de operación en aproximadamente 63%, las emisiones de  $\text{CO}_2$  en un 47% por y el consumo de energía en 49% mensual en comparación con el uso de la caldera convencional. El período de recuperación de esta instalación se logró a los 3-4 años [4].

En Austria, se instaló en una planta de producción de biomasa, una bomba de calor por absorción para la condensación de gases de combustión. En esta planta, se produce celulosa de alta calidad y genera energía en forma de vapor que abastece a la red interna de

calentamiento y cubre la demanda energética de la planta, de 15,000 hogares y calor para la red de calefacción local, a partir de la combustión de biomasa. Esta bomba aerotérmica, ofrece la posibilidad de utilizar el calor de condensación de los gases de combustión de caldera que se liberan al ambiente y que producen altas emisiones de gases de efecto invernadero [4].

## 2.2. Torres de enfriamiento en la industria

Las torres de enfriamiento son equipos muy importantes en los sistemas de enfriamiento de muchas plantas de procesamiento. La tarea principal es remover calor del agua y disiparlo al ambiente, reduciendo su temperatura para emplearla dentro del proceso como agua de enfriamiento. Durante este proceso, parte del agua se evapora por procesos de transferencia de masa y calor cuando entra en contacto el aire, lo que provoca que constantemente la torre de enfriamiento requiera agua de reposición. Además, demanda una serie de cuidados y tecnologías para evitar problemas de incrustación, corrosión, crecimiento biológico y pérdida de eficiencia.

Estos equipos trabajan en circuitos cerrados y representan un método relativamente económico y confiable para eliminar el calor de baja calidad del agua de refrigeración que se utiliza dentro del mismo proceso. Sin embargo, la energía que se remueve del agua es una fuente de calor que podría ser aprovechada y no disipada directamente al ambiente.

En los últimos años, se ha estudiado la evaluación del posible uso de bombas de calor como una tecnología que podría sustituir a las torres de enfriamiento. Con esta tecnología, es posible que el calor removido del agua caliente se emplee para otros procesos, sin disiparlo al ambiente.

Tan y Deng [5], realizaron un estudio teórico para emplear el agua caliente que se enfría en las torres de enfriamiento como una fuente de calor para bombas de calor. En este análisis se calculó la cantidad de calor disponible y los cambios de humedad que podrían afectar el rendimiento de la bomba durante algún proceso de calentamiento [6].

Wang y Liang [7], construyeron un sistema de bomba de calor empleando como fuente de calor el agua caliente en la entrada de la torre de enfriamiento. De ella realizaron varias pruebas de calentamiento a diferentes gradientes de temperatura del agua, concluyendo que la capacidad de calefacción de la bomba de calor y el coeficiente de operación COP, disminuye con el aumento de la diferencia de temperatura en la entrada y salida de la torre [8].

## 2.3. Situación del Laboratorio de Operaciones Unitarias

### 2.3.1. Tanque de ahogamiento de vapor para caldera

La energía de calentamiento, necesaria para el funcionamiento de algunos equipos semiindustriales o la realización de procesos dentro del Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala, se obtiene de la combustión de diésel/biodiésel

para producir vapor saturado (70/90 psi) en una caldera pirotubular. El vapor producido es empleado en el evaporador de simple efecto, torre de destilación semi industrial de platos, planta de producción de biodiésel, sistema de intercambiadores, torre de enfriamiento, fermentador semi industrial, entre otros. Sin embargo, por el mismo requerimiento de calentamiento utilizando vapor, se produce condensados que se pierden y desechan como efluentes.

Como parte del aprendizaje de los estudiantes, se realiza una vez por semana, una práctica de caldera durante el Laboratorio de Operaciones Unitarias, en la cual los estudiantes aprenden a operarla y a determinar su eficiencia. Sin embargo, como parte de la operación de la misma, en lugar de emplear el vapor generado en los equipos previamente mencionados, todo el vapor que se produce por corrida se retorna a un tanque de ahogamiento, en el cual es posible medir la cantidad de vapor que se produce por ciclo de operación de la caldera. Este tanque es abierto a la atmósfera, construido de acero inoxidable y sin aislamiento (ver Figura 9). Tiene una capacidad para  $0.315 \text{ m}^3$  (315L). Cuenta con un distribuidor de vapor en su interior, acoplado a la tubería que conduce el vapor del distribuidor general (manifold).

Cada vez que se realiza una corrida de caldera, el tanque se llena aproximadamente con 163 litros de agua limpia y a temperatura ambiente (aproximadamente a un 51 % de la capacidad total del tanque). Durante una práctica de laboratorio, se dispone de 180 minutos para la operación de la caldera. Como mínimo, se debe realizar alrededor de 10 corridas para medir la cantidad de vapor generado por corrida, así como también la cantidad de combustible consumido y la energía del vapor producido.

Es importante considerar que “una corrida de caldera” significa que la caldera alcanza la presión máxima de producción de vapor a 90-95 psi (“la alta”) y disminuye su presión a 70-75 psi (“la baja”) para volver a iniciar el ciclo. Es decir, cuando la caldera ya está en operación y las válvulas del sistema de alimentación de vapor (general de la caldera, distribuidor, línea a ahogamiento) están abiertas, alcanza los 95 psi y se detiene la combustión, se abre la válvula de descarga de vapor en el tanque de ahogamiento, con el volumen requerido de agua y por el choque térmico con el agua fría, el vapor condensa. Cuando baja la presión interna de la caldera hasta 70-75 psi, la caldera inicia un nuevo ciclo de operación y en ese momento se cierra la válvula de descarga de vapor del tanque.

El tiempo aproximado para ahogar vapor o de espera para que la caldera disminuya su presión de 95 a 75 psi, es aproximadamente 5 minutos y al estudiante le toma alrededor de 10 minutos vaciar completamente el tanque de agua caliente y renovarlo nuevamente con agua a temperatura ambiente, hasta 51 % de su capacidad. Por tanto, luego de diez corridas de operación de la caldera, aproximadamente se descarta  $1.63 \text{ m}^3$  (1,630 L) de agua caliente. Si se considera que la práctica se realiza una vez por semana, dos veces en el día, durante ocho semanas del semestre, entonces se descarta directamente al desagüe aproximadamente  $26.056 \text{ m}^3$  (26,056 L) de agua suave y caliente, a una temperatura entre  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### 2.3.2. Evaporador de simple efecto

El evaporador semi industrial de simple efecto del Laboratorio de Operaciones Unitarias, emplea vapor como fuente de energía de calentamiento y agua de enfriamiento en sus condensadores (intercambiadores de calor de serpentín) para que el evaporado pueda con-

densar. Esta agua de enfriamiento usando un circuito cerrado, sale del evaporador con un flujo de 17.03 L/min (4.5 gal/min) a una temperatura aproximada de  $31^{\circ}\text{C}$  hasta llegar a la torre de enfriamiento, en donde se remueve calor, disipándolo al ambiente hasta disminuir la temperatura del agua a  $21^{\circ}\text{C}$ , y que retorne al evaporador.

Como es notorio en los antecedentes presentados, el uso de bombas de calor forma parte de la tecnología muy común empleada en Europa y en países de Primer Mundo y aún se encuentran en desarrollo. A pesar de su conocido buen desempeño a escala industrial y residencial en otros contextos, en Guatemala no existe registros o información que evidencie el uso de las mismas. Únicamente, existen precedentes de bombas de calor de alta potencia instaladas en industrias europeas y algunas accionadas con calor residual, con la capacidad de proporcionar energía térmica para diferentes procesos. Ciertamente que los equipos de refrigeración usan bombas de calor para realizar estos procesos de enfriamiento y climatización, pero no se reconocen como tales. En el caso de calentamiento, el uso es casi nulo.

Según el contexto descrito del Laboratorio de Operaciones Unitarias, existen fuentes de calor residual y de agua caliente en sus procesos, con potencial de aprovechamiento para su uso in situ en el laboratorio en otros procesos y aplicaciones.

El incremento de la demanda y el costo de generación de energía ha motivado a la búsqueda de energías renovables limpias y con bajas emisiones contaminantes. El constante desafío para la industria es transformar sus procesos de producción a otros más eficientes y con menos emisiones de gases de efecto invernadero, ya que muchos de estos requieren sistemas de calentamiento por vapor producido en calderas o por generación de valor por combustión directa.

En Guatemala, en promedio, el 68 % de la matriz energética es abastecida por energías renovables (cuando las hidroeléctricas están a alta capacidad productiva). Así mismo, el consumo de energía por sector en el país tiene como actores principales al sector residencial con 59 %, el sector transporte con 27 % y a la industria con un 8 %, siendo la industria química, de alimentos, metalurgia y la fabricación de productos de hierro, acero y cemento, las de mayor consumo energético [9].

Entre el 20 % y el 50 % del consumo de energía industrial se estima que se pierde como calor residual en forma de gases calientes de escape, agua de refrigeración, agua de condensados, y el calor perdido de las superficies calientes de equipos y productos de calefacción [10]. De hecho, el proceso de calentamiento se considera la segunda operación con más consumo de energía después de los accionamientos y sistemas propulsores que consumen más de dos tercios de la energía eléctrica industrial [11].

Por otra parte, a nivel mundial, los sistemas de climatización suponen una parte importante del consumo energético. Los edificios y hogares son responsables de aproximadamente el 40 % del consumo energético anual total y la mayor parte de esta energía, se destina al suministro de iluminación, calefacción, refrigeración y aire acondicionado [12]. El agua caliente sanitaria es, después de la calefacción, el segundo consumidor de energía en hogares, con un 25 % del consumo energético total [1].

Los efluentes de calor residual a baja temperatura (inferior a  $50^{\circ}\text{C}$ ) de muchos procesos industriales normalmente se pierden y en su gran mayoría son desechados, causando problemas de contaminación térmica. Sin embargo, estas fuentes de calor aún tienen temperaturas

aprovechables que van desde  $30^{\circ}\text{C}$  a  $70^{\circ}\text{C}$ . Por ello, se pueden convertir en fuentes con alto potencial de energía que aún puede ser recuperada y aprovechada para otros procesos y aplicaciones como calefacción, calentamiento de agua para uso en hogares o invernaderos secado de productos agrícolas, acuicultura, entre otros [13].

Esto ha despertado el interés por la investigación sobre sistemas y tecnologías más fiables y eficientes para aprovechamiento de calor residual, de modo que se reduzca el impacto en los procesos industriales básicos y resulten beneficiosos en cuanto a temas ahorro de energía. Por esta razón, las bombas de calor constituyen una de las tecnologías más aptas para recuperar la energía desechada de baja calidad [14].

Según la European Heat Pump Association (EHPA), 11.8 millones de unidades de bombas de calor han sido instaladas en toda Europa. De estas, 3.8 millones están instaladas en hogares para calefacción y calentamiento de agua, mismas que han logrado reducir las emisiones a 9.8 millones de toneladas equivalentes de  $\text{CO}_2$ , razón por la cual podrían ser una tecnología clave para la reducción de consumo energético y emisiones [15].

Estas, a su vez, son consideradas por los expertos y profesionales de la misma, como una “tecnología del futuro” por su alto potencial de flexibilidad térmica y porque además podrían resultar como una de las tecnologías sustitutas a los sistemas convencionales de producción de calor [15].

Kaydalova y Kryukov [16], afirman que el calentamiento usando bombas de calor reduce el consumo de combustible y las emisiones de  $\text{CO}_2$  a aproximadamente a un 50 %, en comparación con el uso de una caldera convencional. Comparado con el calentamiento con resistencias eléctricas, se reduce hasta un 80 % [16]. En España, más del 70 % bombas de calor están instaladas en viviendas para la producción de agua caliente, calefacción y aire acondicionado [1].

Estos equipos han demostrado, según el informe “Energy Efficient Buildings” de la Agencia Internacional de Energía, ser una tecnología clave para la reducción del consumo energético y emisiones en el sector de la edificación.

Esta misma agencia establece que en otros países como China, Japón y Estados Unidos, para el 2017, el 80 % de las instalaciones de bombas de calor que se hicieron fueron para uso doméstico, que en conjunto representan alrededor del 35 % de la demanda mundial de energía final para calefacción o producción de agua caliente sanitaria [4].

A pesar de que esta tecnología es muy común en Europa y en países de Primer Mundo, en Guatemala aún no existe registros ni información que evidencie el uso de la misma, tanto en hogares como en industrias. Si bien se trata de una tecnología novedosa y de probada eficacia en otros contextos, en Guatemala la adquisición de este tipo de tecnología puede generar algún tipo de resistencia bajo el supuesto que es alta la inversión o que obligatoriamente debe ser importada de otros países; no obstante, el desarrollo de este proyecto a futuro podrá demostrar que no necesariamente es de alto costo y que puede ser desarrollada en el país.

Pese a esta realidad descrita, en Guatemala no se cuenta con soluciones técnicas económicamente viables para la aplicación de bombas de calor en el sector residencial ni industrial debido a que estas tecnologías aún se encuentran en desarrollo. Por tanto, la bomba de calor surge como una tecnología con una alta posibilidad de hacer una gestión diferente del calor

residual que permita su aprovechamiento.

Se piensa que los efluentes de calor residual se producen exclusivamente en las industrias, la realidad que se refleja en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala contradice esta idea, ya que para el funcionamiento de algunos equipos o procesos hace acopio de energía en forma de calor, la cual podría ser aprovechada del calor residual producido in situ por la operación de su caldera, de la planta semi industrial de biodiésel, en el evaporador de simple efecto y en la torre de destilación semi industrial de platos.

Hasta antes de identificar esta tecnología de la bomba de calor como una alternativa para el aprovechamiento y la revalorización de la energía térmica residual de baja temperatura, tener efluentes de calor residual era considerado como problema con implicaciones ambientales. Sin embargo, ahora se constituye en una oportunidad para ser utilizado y devuelto a procesos y equipos que requieran calor para su funcionamiento a una temperatura superior.

Si bien esta propuesta podría no resolver a corto plazo en Guatemala este problema, podría resultar como una idea que a futuro sea factible para enfrentar escenarios de climas extremos en el país o incluso aportar significativamente a la industria guatemalteca para lograr procesos de producción más eficientes y con bajas emisiones, ya que, según las estadísticas a nivel mundial, el mercado y uso de bombas de calor aumentará con los años.

Por tanto, esta propuesta es importante por el hecho de ser una idea inédita, pertinente de acuerdo a la realidad del país y que puede ser considerado pionero y precursor de un modelo que podrá ser desarrollado en Guatemala. Además, representa un aporte a la Universidad, para la promoción de cambios en sus procesos internos de operación, que a futuro pueden ser replicados en procesos a mayor escala en la industria guatemalteca.

### 4.1. Objetivo general

Proponer un sistema de aprovechamiento de energía térmica de baja entalpía para su utilización en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala.

### 4.2. Objetivos específicos

1. Analizar y seleccionar un sistema que servirá como sumidero para la bomba de calor propuesta.
2. Determinar el sistema necesario para captar la energía térmica y aprovecharla en una aplicación de baja entalpía en el Laboratorio de Operaciones Unitarias
3. Dimensionar y seleccionar los equipos necesarios para proponer una bomba de calor específica a un rango de temperatura y carga de calor.
4. Esquematizar el sistema propuesto y seleccionar la ubicación del mismo en el Laboratorio de Operaciones Unitarias.
5. Calcular el Coeficiente de Operación (COP) del sistema propuesto para determinar la relación entre la energía entrante y la entregada por el sistema.

## 5.1. Bomba de calor

Según Herold [17], una bomba de calor es una máquina térmica conformada por un circuito como el de un sistema de refrigeración clásico: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador; que permite elevar la temperatura de un fluido de menor a mayor temperatura y transferir energía en forma de calor de un foco a otro según se requiera.

La siguiente figura muestra el ciclo de una bomba de calor con sus componentes principales:

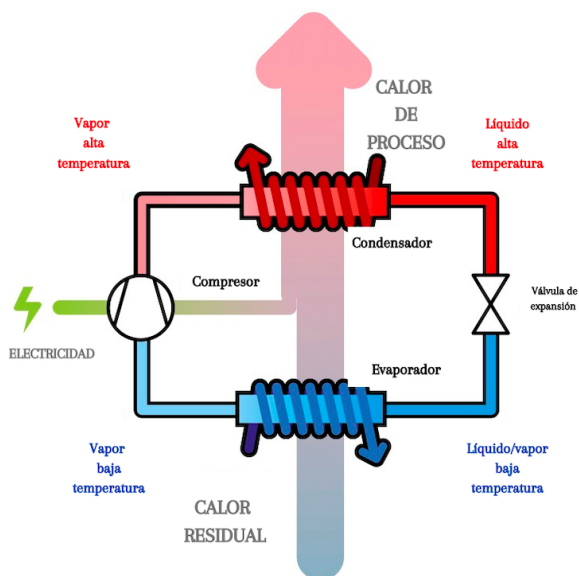


Figura 1: Ciclo de la bomba de calor con sus componentes principales

[3]

## 5.2. Funcionamiento de la bomba de calor

Las bombas de calor funcionan bajo los siguientes principios:

### 5.2.1. Ciclo de Carnot

Según Smith y Abbot [18], este ciclo funciona de manera reversible y consta de dos etapas isotérmicas conectadas por dos etapas adiabáticas. En la etapa isotérmica, absorbe calor ( $Q_H$ ) a altas temperaturas ( $T_H$ ) y se disipa calor ( $Q_c$ ) a menor temperatura ( $T_L$ ). Es decir, transfiere calor de forma ideal de un foco caliente a un foco frío de forma espontánea produciendo un trabajo neto ( $W$ ).

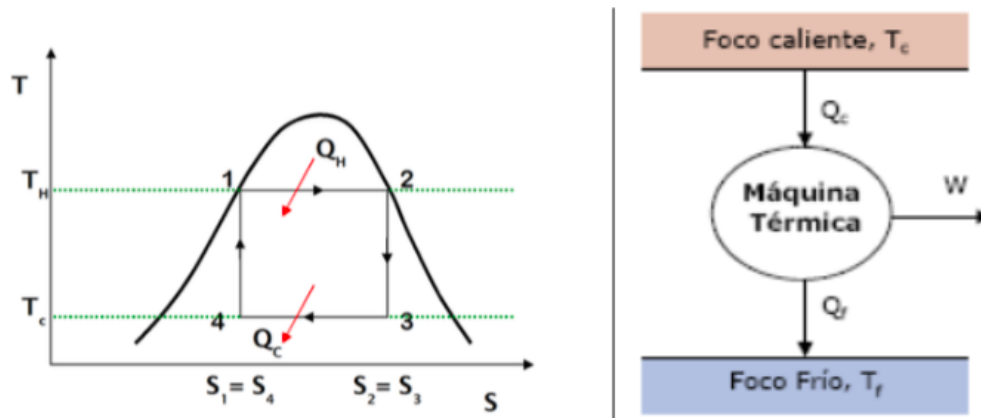


Figura 2: Diagrama T-S del ciclo de Carnot

[18]

Sus etapas ocurren de la siguiente manera:

- Etapa 1-2 (intercambiador) en donde ocurre la obtención de calor de manera isotérmica a ( $T_H$ ).
- Etapa 2-3 (válvula de expansión): ocurre una expansión adiabática e isentrópica.
- Etapa 3-4 (condensador): ocurre el proceso de condensación en donde se rechaza calor isotérmicamente a la temperatura  $T_L$ .
- Etapa 4-1 (compresor): compresión adiabática e isentrópica.

### 5.2.2. Ciclo inverso de Carnot

Funciona de manera inversa al ciclo de Carnot. En la etapa isotérmica, absorbe calor ( $Q_c$ ) a bajas temperaturas ( $T_L$ ) y se disipa calor ( $Q_H$ ) a mayor temperatura ( $T_H$ ). Este ciclo

requiere que se adicione al sistema un trabajo neto ( $W$ ) [18]. Es decir, se transfiere calor desde un foco frío hacia uno caliente, y este requiere un aporte de energía.

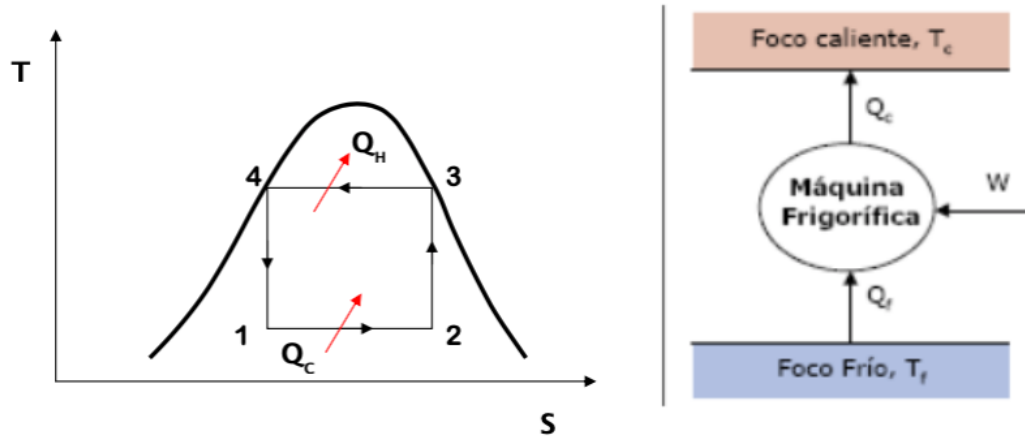


Figura 3: Diagrama T-S del ciclo invertido de Carnot [18]

Considerando entonces los dos ciclos anteriores, para que exista transferencia de calor, las bombas de calor aprovechan la alta capacidad que tienen los fluidos de ceder calor cuando cambian de estado gaseoso a líquido y de absorber calor cuando realizan el proceso contrario. Al hacer variaciones de las propiedades termodinámicas del fluido que circula dentro del sistema cerrado, es posible hacer la transferencia de calor en el sentido deseado, aportando calor a un espacio o extrayéndose del mismo [19].

### 5.3. Tipos de bombas de calor

Al captar el calor disponible en fuentes externas, las bombas de calor pueden utilizar energía procedente de fuentes renovables: de la tierra (geotérmica), del aire (aerotermia) y del agua (hidrotermia).

#### 5.3.1. Bomba geotérmica de calor

Tipo de bomba de calor que aprovecha el calor interno de la tierra, especialmente para recursos geotérmicos de media y baja temperatura. Estas utilizan el suelo o el agua para absorber o disipar calor. Generalmente, este tipo de bomba posee mayores eficiencias a las bombas aerotérmicas de calor debido a que aprovechan la estabilidad de la temperatura en la tierra. Funcionan de manera similar a un sistema frigorífico, y sus principales funciones están destinadas a calefacción y refrigeración de zonas domésticas o edificios [20].

### 5.3.2. Bomba de calor hidrodinámica

Tipo de bomba que utilizan agua como fuente de calor o sumidero. Es decir, aprovecha el calor latente de cualquier recurso hídrico (lagos, mares, ríos, etc.) y le aumenta la temperatura para ser utilizada en sistemas de calefacción, calentamiento de agua, producción de agua caliente sanitaria e incluso para enfriar. El agua, ya sea subterránea o superficial a cierta profundidad, mantiene temperaturas estables que resultan ser ventajosas para su aprovechamiento [21].

### 5.3.3. Bomba aerotérmica de calor

Pueden ser de tipo:

**Aire-agua:** que recoge la energía del aire del ambiente en el que se encuentra instalada y lo transporta hacia el interior de un espacio, utilizando un fluido refrigerante como elemento de transporte de energía usando el ciclo de compresión.

**Aire-aire:** que transfiere el calor que toma del aire exterior y lo cede directamente a otro aire que debe calentarse, estas no calientan ningún circuito de agua. Este tipo de bombas pueden ser utilizadas para calefacción, refrigeración y producción de agua caliente sanitaria [22].

## 5.4. Tipos según la energía de compresión

Las bombas de calor pueden trabajar:

### 5.4.1. Por compresión de vapor

Para el caso de un ciclo de compresión de vapor, la circulación del fluido y el efecto de la presión se produce mecánicamente mediante un compresor accionado por un motor y el refrigerante absorbe calor del medio de menor temperatura. Posteriormente, pasa al compresor en donde se comprime el vapor del refrigerante elevando su presión y temperatura. El vapor del refrigerante se condensa a alta presión pasando de vapor sobrecalentado a líquido saturado. Como la temperatura de condensación es mayor a la del ambiente, el calor se remueve del condensador y es liberado al ambiente. El líquido a alta presión pasa a una válvula de expansión en donde el refrigerante disminuye su temperatura y presión y pasa a líquido subenfriado para poder entrar nuevamente al proceso en el evaporador [23].

Este ciclo se observa en la Figura 4, en donde en el diagrama T-S se presentan las cuatro etapas del proceso.

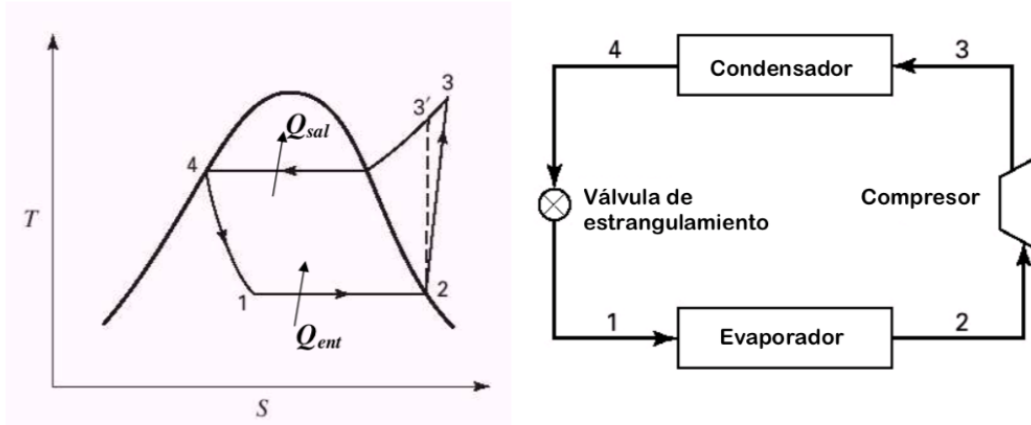


Figura 4: Diagrama T-S y esquema para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor

[18]

El proceso inicia con un líquido que se evapora a presión constante (línea 1 a 2), este proporciona un medio para la absorción de calor a una temperatura baja constante. El vapor producido se comprime posteriormente a una mayor presión, y en seguida se enfría y se condensa por la entrega de su calor a una temperatura mayor, hasta que el líquido del condensador regresa a su presión original por un proceso de expansión. En la línea 2 a 3', ocurre la compresión iséntropica, mientras que en la línea de 2 a 3, ocurre el proceso de compresión real. La línea 4 a 1 representa el proceso de estrangulamiento. Generalmente, la caída de presión en este proceso irreversible resulta de la fricción del fluido en la válvula [18].

#### 5.4.2. Por absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción funcionan de manera similar a los ciclos de compresión con la única diferencia que para los sistemas de compresión utilizan un compresor mecánico, mientras que los de absorción utilizan la capacidad de ciertas sales y líquidos de absorber fluido refrigerante y aprovechar la capacidad que tienen algunas sustancias de absorber calor cuando cambian de estado líquido a gaseoso. El decir, se tiene un refrigerante mezclado con un fluido absorbente que absorbe el calor de la fuente de baja presión y lo entrega de forma líquida a un generador. Para el caso de las sales que se utilizan como absorbentes, permiten elevar la presión y la temperatura del fluido frigorífico en estado de vapor (trabajo que normalmente realizaría un compresor) [23].

Estos sistemas funcionan para diferentes fluidos de trabajo, siendo los más comunes:

- **Amoníaco-agua:** en donde el amoníaco funciona como refrigerante y el agua como absorbente. Estos sistemas se utilizan para ciclos de absorción a llama directa que utilizan energía de combustibles gaseoso como gas natural o GLP para su funcionamiento [24]. Dado que el amoníaco actúa como refrigerante, es posible bajar las temperaturas de refrigeración. El punto de fusión del  $\text{NH}_3$  es de  $-77.7^\circ\text{C}$  y su punto de ebullición de  $-33.3^\circ\text{C}$ . Este fluido requiere presiones de trabajo altas, ya que la relación de vo-

labilidades entre el  $\text{NH}_3$  y el  $\text{H}_2\text{O}$  son bajas y por lo tanto, se requieren procesos de rectificación [23].

- Agua-bromuro de litio:** en donde el bromuro de litio ( $\text{BrLi}$ ) funciona como absorbente y el agua como refrigerante. Estos fluidos se utilizan para ciclos de absorción que son alimentados por energía térmica en forma de agua caliente procedente de calor residual, vapor de condensados, gases de escape o de cualquier otro sistema de recuperación de calor gratuito o residual. Esta sal, es muy similar al cloruro de sodio y tiene una alta afinidad con el agua, por tanto, tiene mayor facilidad de absorber calor [24]. El  $\text{BrLi}$  es una sal de color blanco con punto de fusión de  $535^\circ\text{C}$  y un punto de ebullición de  $2,200^\circ\text{C}$ , siendo su presión de vapor muy baja. Es miscible en el agua hasta concentraciones elevadas (75 %) y se diluye con facilidad. Los sistemas que trabajan con esta mezcla  $\text{BrLi}$ -agua, alcanzan temperaturas de evaporación superiores a  $0^\circ\text{C}$ , entre  $4$  y  $10^\circ\text{C}$  y logran valores del COP entre 0.7 y 1.33, con potencias entre 4,500 kW y 5,000 kW [23].

El ciclo de refrigeración por absorción ocurre como el diagrama de la siguiente figura:

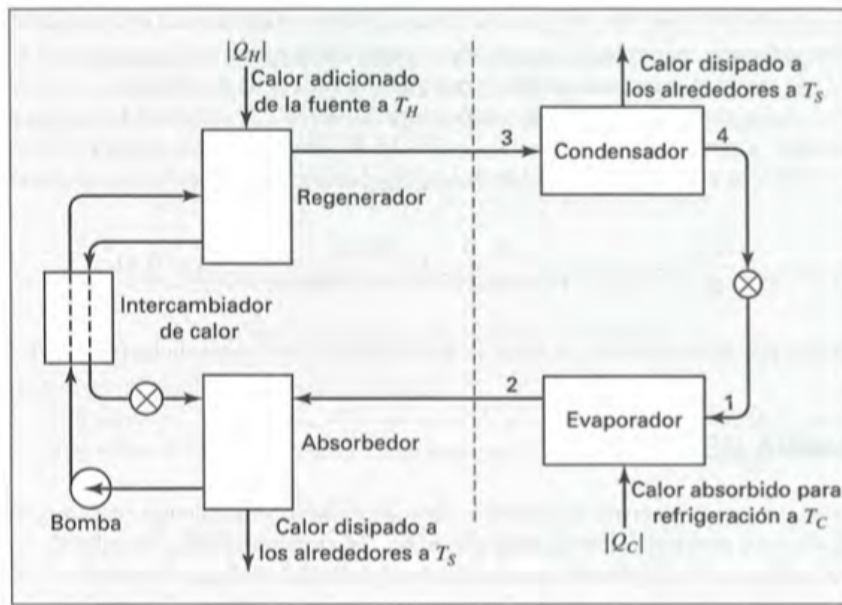


Figura 5: Diagrama de una unidad de refrigeración por absorción

[18]

## 5.5. Componentes de la bomba de calor

El proceso se lleva a cabo por cuatro componentes principales que se mencionan a continuación. A ellos hay que añadir, en el caso de bombas de calor reversibles, la válvula inversora o de 4 vías con la cual se invierte el sentido del ciclo frigorífico, de manera que el intercambiador interior que actúa como evaporador para el ciclo de refrigeración, pasa a actuar como condensador en el ciclo de producción de calor, y el intercambiador exterior

que actúa como condensador en el ciclo de producción de frío, pasa a evaporador para el ciclo de producción de calor [19].

### 5.5.1. Evaporador

Este equipo se instala entre la válvula de expansión y el compresor. Es un intercambiador de calor en donde entra el refrigerante líquido a baja presión y cambia de fase a vapor por el calor que absorbe de la fuente que lo rodea ya que esta se encuentra a temperatura superior que la interna del intercambiador. De esta manera el refrigerante vaporizado puede entrar al compresor [25].

La cantidad de calor intercambiado depende directamente del calor latente de evaporación del refrigerante. Se trata de que todo el refrigerante pase a estado de vapor, que no se eleve su temperatura y mantenga su presión.

El intercambio de calor entre el fluido refrigerante y lo que se quiere enfriar puede ser directo o usando un elemento intermedio, el cual se enfría y a su vez, enfría el producto [26].

De acuerdo al elemento que se quiere enfriar los evaporadores pueden clasificarse en: enfriadores de aire (baterías de frío en expansión directa) y enfriadores de líquido como agua o un refrigerante como salmueras, alcoholes o algún anticongelante [17].

También los evaporadores pueden clasificarse de acuerdo al método de alimentación como expansión directa o por inundación.

#### Tipos de evaporadores

##### Por inundación:

En estos, el refrigerante líquido debe entrar al evaporador en la misma proporción que lo absorbe el compresor. Este tipo no produce vapor sobrecalentado, sino en condiciones de saturación, por lo que brinda mejores condiciones de temperatura en la descarga para el compresor y por lo tanto, mejora el COP ya que disminuye la potencia del compresor [17].

Es de fácil acceso para mantenimiento y es el más utilizado para instalaciones industriales. Una de sus desventajas es que tiene alto costo inicial y que requiere mayor carga de refrigerante para llenar las columnas y el depósito. Es decir, es mayor la cantidad de refrigerante que la cantidad evaporada [17].

##### Expansión directa:

Sale del evaporador un vapor ligeramente sobrecalentado y luego este se alimenta en pequeñas cantidades para asegurar la vaporización completa al final del equipo. Se utiliza en sistemas pequeños con diseños compactos para aire acondicionado y requiere un equipo de control de flujo con una válvula de termo expansión o un tubo capilar [17].

### 5.5.2. Compresor

Su función es elevar la presión del gas refrigerante que sale del evaporador, de forma que aumenta también su temperatura. Al aumentar la presión del refrigerante en estado gaseoso que (generalmente está sobrecalentado al salir del evaporador), logra favorecer el paso de estado gaseoso a líquido en el condensador y disipar calor al entorno. También es el encargado de mantener circulando el refrigerante por el circuito cerrado. Este equipo es el único dispositivo de la bomba de calor que requiere para su funcionamiento consumir energía eléctrica y mecánica [27].

Para los diseños de bombas de calor, generalmente se utilizan compresores de desplazamiento positivo y de flujo-desplazamiento cinemático (turbocompresor) [28].

#### De desplazamiento positivo

Comprime el refrigerante en el mismo espacio cerrado de trabajo. Aumenta la presión del vapor del refrigerante reduciendo el volumen interno de la cámara. Logra altas compresiones utilizando compresores de una sola etapa. El rango de succión es amplio y puede tener problemas para el movimiento del refrigerante [28].

Los compresores de tipo recíprocante están formados por uno o más cilindros, cada uno con un pistón que se mueve hacia adelante y hacia atrás, desplazando un volumen positivo en cada carrera. Los compresores rotativos pueden ser de: de paletas, espiral (scroll), de tornillo (screw), de lóbulos, entre otros. Cada uno de estos sistemas cuenta con una carcasa con uno o más elementos giratorios engranados entre sí y que desplazan un volumen fijo con cada rotación [28]. Estos a su vez se dividen en dos tipos:

#### Compresor recíprocante

El principio de funcionamiento consta de ciclos de succión, descarga y extrusión de vapor de agua. En la Figura 6, se observa con mayor detalle el ciclo que realiza el compresor recíprocante siendo: 1- área de succión, 2- área de realización de trabajo, 3- área de presión y 4- compresión del pistón [28].

El movimiento es realizado por el pistón en un cilindro cerrado. El principal elemento característico de este tipo de compresor es un cigüeñal, que está diseñado para convertir el movimiento giratorio del eje de transmisión en un movimiento alternativo del pistón. La clasificación de los compresores alternativos, según Rubik, se realiza con las siguientes características [28]:

- Sistema y número de válvulas
- Sistema y número de cilindros
- Construcción del cierre del cuerpo del compresor
- Número de etapas de compresión
- Tipo de refrigerante

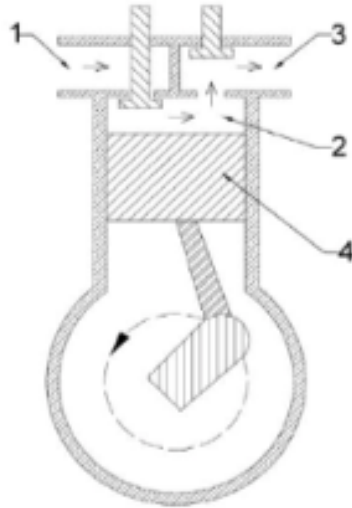


Figura 6: Compresor recíprocante

28

### Compresor rotativo

En este tipo de compresores, el factor de trabajo se comprime por la rotación del pistón en el cilindro. Este pistón rotatorio, sustituye al cigüeñal, lo que facilita una construcción más compacta y reduce el ruido en comparación con los compresores alternativos. Su principio de funcionamiento se basa en la compresión de gas por el movimiento rotatorio del pistón que está montado excéntricamente en el cilindro. El compresor está dividido en dos secciones: succión y presión 28.

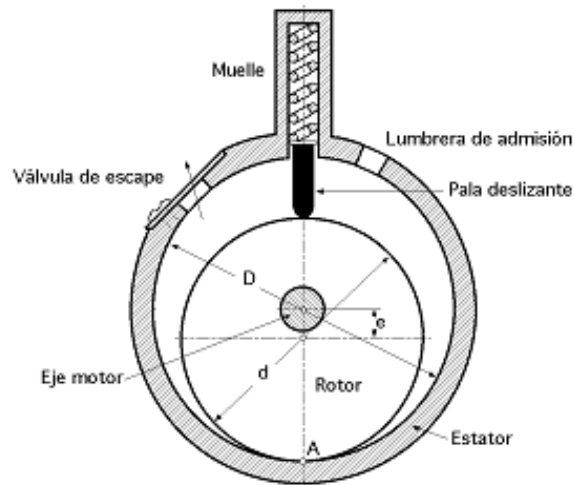


Figura 7: Partes del compresor rotativo

28

## De flujo o de desplazamiento cinemático

El vapor de agua es acelerado al pasar por cuchillas del rotor y eso implica un aumento en la energía cinética de la que es responsable un difusor, al comprimir se acelera el fluido muy rápidamente y después se frena, y esa energía cinética se transforma en energía de presión. Sus principales características incluyen: factores de compresión reducidos y el refrigerante trabaja a mayores velocidades de flujo [28].

Estos compresores de flujo continuo tienen un elemento giratorio (impulsor o rotor con paletas) que acelera el gas cuando pasa por el elemento, convirtiendo el cabezal de velocidad en presión estática, parcialmente en el elemento giratorio y pueden ser centrífugos o axiales. [14].

De acuerdo a lo descrito anteriormente, los tipos de compresores más usados en refrigeración industrial son los alternativos y los de tipo rotativo. Para sistemas de climatización se utilizan los alternativos y de espiral, para máquinas pequeñas. Es importante considerar que el factor más importante que regula la capacidad de un compresor es la temperatura de vaporización del líquido en el evaporador, ya que según la temperatura de evaporación a la que debe trabajar el sistema, se elige el tipo de compresor. De acuerdo a la clasificación dada por Jabari [29] [30], en su artículo llamado "*Design and performance investigation of a novel absorption ice-making system using waste heat recovery from flue gases of air to air heat pump*" (Diseño e investigación del rendimiento de un nuevo sistema de fabricación de hielo que utiliza la recuperación de calor residual de los gases de combustión para el accionamiento de una bomba de calor por absorción), pueden clasificarse como:

- Alta temperatura: desde  $10^{\circ}C$  a  $-10^{\circ}C$
- Media temperatura: desde  $0^{\circ}C$  a  $-20^{\circ}C$
- Baja temperatura: desde  $-10^{\circ}C$  a  $-30^{\circ}C$

### Compresor centrífugo

Son normalmente utilizados para bombas de calor. Aumentan la presión del fluido por la acción del rotor y difusor, que disminuye la velocidad de flujo del refrigerante. Para este tipo de compresores, son necesarios refrigerantes de alta densidad como R-11(freón), R-113 (triclorotrifluoroetano) o el que actualmente se emplea, R-134a (tetrafluoroetano).

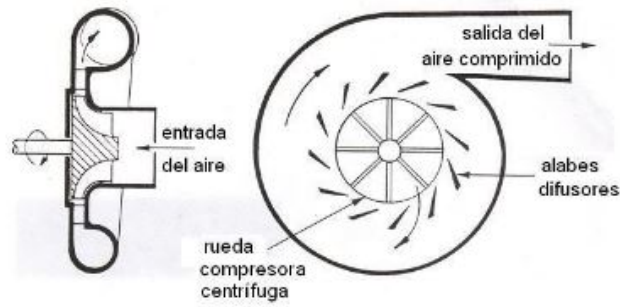


Figura 8: Diagrama de un compresor centrífugo.

[28]

Según la teoría, para la construcción de bombas de calor, generalmente se utilizan compresores de flujo radial. Mientras que las bombas de calor, equipos domésticos y comerciales se suelen utilizar compresores eléctricos de tipo scroll y excéntricos, quienes se caracterizan por que ambos tienen un separador de partículas a la entrada [28].

### Compresor de tipo Scroll

Es el compresor más utilizado para los sistemas de refrigeración de media y baja temperatura, así como también para sistemas de aire acondicionado residencial o comercial. Son especiales para comprimir refrigerantes usando un sistema de espirales.

El fluido refrigerante entra al compresor y pasa por dos espirales, una estática (estator) y la otra móvil (rotor), cuya geometría se mantiene en todo momento desfasada  $180^\circ$ . Durante cada revolución del motor, el gas entrante se va moviendo hacia el centro de la espiral por el movimiento giratorio como en orbital con el que gira cada espiral del equipo, de manera que se va reduciendo el volumen del fluido y aumentando su presión hasta que el gas es descargado por el centro de la espiral.

Este tipo de compresores presenta las siguientes ventajas:

- Operan con mayores eficiencias porque el contacto físico entre las espirales elimina espaciamentos y reduce las fugas. Además, estas espirales tienen la capacidad de alinearse o separarse durante la operación del compresor lo que permite que logran regular los excesos de presión asociados con la presencia de un alto volumen de líquido.
- Buen rendimiento volumétrico porque tienen poco espacio entre las espirales y tienen un menor desplazamiento o tamaño, en comparación con un compresor alternativo para la misma potencia frigorífica.
- Tienen bajo nivel sonoro y vibración.
- Cuando se utiliza para aire acondicionado no utiliza válvula de descarga interior, lo cual ayuda a reducir el ruido al eliminar los cambios abruptos de flujo.

- Tienen menor consumo de energía.
- Mayor confiabilidad durante su funcionamiento porque tienen menos partes móviles.
- Menor peso y tamaño, entre un 15% y 40% menor que el de uno alternativo.
- Buena resistencia a esfuerzos causados por la llegada al compresor de líquido y/o partículas sólidas como suciedad.

Por lo anterior mencionado, este tipo de compresores son los utilizados en las bombas de calor residenciales y comerciales cuando estas se emplean para sistemas de enfriamiento y calefacción de baja potencia entre 5 a 40 kW.

A continuación se presenta el esquema de un compresor de tipo Scroll:

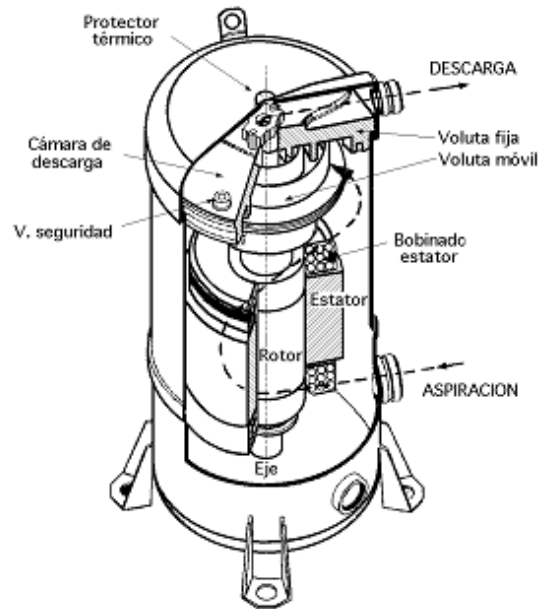


Figura 9: Esquema de un compresor de tipo Scroll

28

### Selección del compresor

Para la selección del compresor apropiado en la bomba de calor es importante considerar la potencia térmica requerida por la máquina, los parámetros de la instalación, el tipo de refrigerante y las condiciones de operación a las que se trabajará el compresor [28].

La siguiente figura muestra los diferentes tipos de compresores y sus aplicaciones

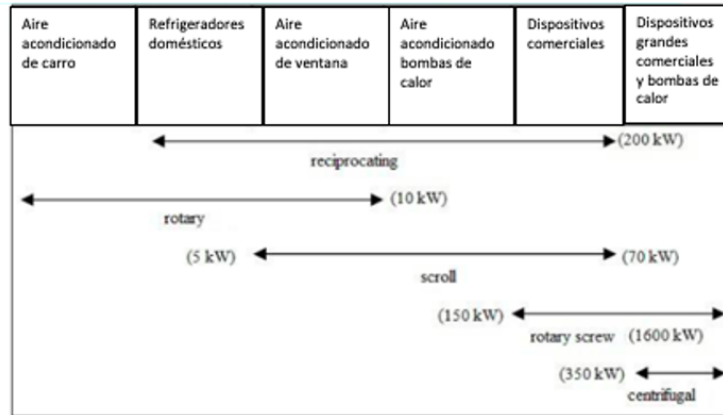


Figura 10: Diagrama del uso de distintos compresores para diferentes potencias de trabajo y sus aplicaciones

28

### 5.5.3. Condensador

En este equipo se recibe el gas que es comprimido en el compresor y que sale a alta presión y temperatura. Está ubicado entre el compresor y la válvula de expansión. En este equipo el gas refrigerante disminuye su temperatura a presión constante y cambia de estado gaseoso a líquido, cediendo calor a un fluido (agua o aire) que se hace circular por este elemento intercambiador de calor. La idea es que todo el refrigerante cambie a estado líquido y que no baje su temperatura [23].

Los condensadores pueden clasificarse en tres tipos de acuerdo con el método de enfriamiento: de agua, de aire o evaporativos.

#### Tipos de condensadores

##### Refrigerados por agua

- *De haz multitubular:* En un cilindro hueco compuesto por varios tubos por los que se hace circular el refrigerante, que al condensar se recoge en la parte inferior [14].
- *De contracorriente:* Se utilizan para equipos pequeños de refrigeración y en bombas de calor [14].

##### Refrigerados por aire

Compuesto por un serpentín de cobre con aletas de aluminio refrigeradas por un ventilador externo. Generalmente sus tamaños son más grandes que los de agua, tienen menor rendimiento y tienen problemas de condensaciones del fluido externo disminuyendo la transferencia de calor [14].

## Evaporativos

El refrigerante se dirige por tubos sobre los cuales se arroja agua pulverizada que evapora y favorece el enfriamiento del refrigerante [14].

### 5.5.4. Válvula de expansión

Su función es disminuir la presión y la temperatura del refrigerante. Esto porque es un dispositivo que expande el refrigerante que llega desde el condensador para volver a ingresar el fluido a las condiciones necesarias en el evaporador. En la salida de la válvula se tiene una mezcla agua-vapor que debe tratarse al máximo obtener una mayor cantidad de líquido para aumentar el rendimiento en el evaporador.

Los dos tipos de válvulas de expansión más comunes son: tipo capilar o válvula de expansión termostática.

#### Tipo capilar

Para equipos pequeños en donde no varía el caudal del refrigerante.

#### Termostática

Estas válvulas aseguran la ausencia de líquido en la entrada al compresor. Tienen un bulbo conectado a la salida del evaporador que regula la apertura de la válvula. Por tanto, si se calienta el bulbo, deja pasar más refrigerante para que disminuya el vapor en el evaporador o si el bulbo se enfría, cierra el paso para que no llegue el refrigerante líquido al compresor [31].

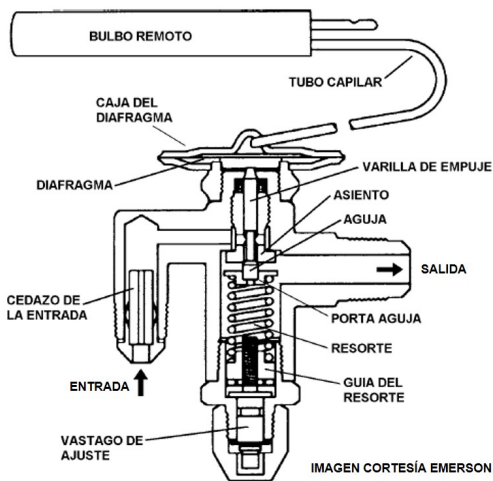


Figura 11: Diagrama de válvula de expansión termostática

[28]

## 5.6. Refrigerante

Puede considerarse como refrigerante a un fluido o sustancia que tenga la capacidad de cambiar de estado líquido a vapor y viceversa en un rango de presión y temperatura específico. Además debe tener la capacidad de ser un medio para transportar calor desde donde lo absorbe por ebullición y a baja temperatura y presión, hasta donde lo rechaza al condensarse a alta temperatura y presión [14].

Para elegir el fluido de trabajo para una bomba de calor, es importante determinar la carga de calor y las condiciones a las que operará el sistema y además tomar en cuenta para la selección del refrigerante los siguientes aspectos: toxicidad, inflamabilidad, costo, propiedades de corrosión, capacidad de contaminación y presión de vapor con respecto a la temperatura. Para evitar infiltraciones de aire al sistema de refrigeración es necesario que la presión de vapor del refrigerante a la temperatura del evaporador deberá ser mayor que la presión atmosférica. La presión de vapor a la temperatura del condensador no debe ser excesivamente alta, debido al costo inicial y al gasto de operación del equipo de alta presión. Ser térmicamente estable (dentro del sistema y al ser expuesto a la atmósfera), con conductividad térmica alta para favorecer los procesos de transferencia de calor, con un punto de fusión menor a la temperatura mínima del ciclo; con el menor impacto ambiental y seguro (no tóxico e inflamable) [18].

Otro factor importante a considerar es la posibilidad de coexistencia entre el refrigerante y un aceite, ya cuando se tiene una mezcla con una pequeña cantidad de aceite (poco para que no se adhiera a las paredes y no disminuya la transferencia de calor), es posible lubricar las paredes móviles del compresor. Algunos de los refrigerantes compatibles con aceites minerales son: R-22, R-134a, R-407C y R-410a.

Dentro de los refrigerantes más comunes para las bombas de calor se encuentran: el amoníaco, cloruro de metilo y otras sales, dióxido de carbono, propano e hidrocarburos que se presentarán a continuación:

- **R-134a:** Se utiliza como refrigerante para sistemas de bombas de calor de tamaño mediano o grande. Tiene mayor eficiencia respecto a los refrigerantes T407c y R410a, pero en comparación con el  $\text{NH}_3$ , su eficiencia es menor. Este refrigerante trabaja a presiones bajas [14].
- **R-407 y R-410:** Se utilizan para bombas de calor de tamaño mediano o pequeño. Estos refrigerantes se utilizan en instalaciones que sirven tanto para refrigeración como para calefacción. El volumen que puede ser barrido por el compresor es menor y eso implica menores costos de inversión, pero su eficiencia es menor [14].
- **R-600 (butano) y R-600a (isobutano):** Se utilizan para sistemas de refrigeración. Se usan en bombas de calor para temperaturas mayores a  $80^\circ\text{C}$ . Para estos refrigerantes el aumento de presión con la temperatura es menor, pueden ser muy inflamables [14].
- **R-717 (amoníaco):** Es el refrigerante más adecuado para bombas de calor de uso industrial. El amoníaco tiene alta eficiencia y puede utilizarse para temperaturas debajo de los  $80^\circ\text{C}$ . Es inflamable y tóxico con un olor característico fuerte lo que permite

detectar fugas con facilidad. También, en presencia de vapor de agua, el amoníaco ataca al cobre, por lo que las tuberías que lo conducen, deben ser de acero [14].

- **R-744 ( $CO_2$ ):** Se utiliza para sistemas de refrigeración en combinación con compresores de amoníaco. También para aplicaciones de congeladores de baja temperatura [14].
- **R-718 (agua):** Se aplica para trabajar a temperaturas altas ( $>100^\circ C$ ). A estas temperaturas, las presiones en otros refrigerantes pueden ser demasiado altas. Tiene una baja densidad cuando está en estado gaseoso, y por lo tanto, provoca que el compresor trabaje a una mayor potencia [14].

En la siguiente tabla, se muestran los refrigerantes recomendados para los diferentes tipos de bombas de calor:

Tipos de bombas de calor	Refrigerantes
Aire – aire	R-410a , R-407c
Aire – agua	R-134a, R-407c, R-410a, R-290, R-744
Aire de escape	R-134a, R-290
Agua de salmuera	R-134a, R-407c, R-404a, R-410a

Figura 12: Refrigerantes más usados en diferentes tipos de bombas de calor

[14]

## 5.7. Termodinámica y la transferencia de calor

La termodinámica trata de los estados de equilibrio y de los cambios desde un estado de equilibrio hacia otro. Además, se interesa en la cantidad de transferencia de calor. Por ella es posible determinar cuánto calor debe transferirse para que se realice un cambio de estado específico con el fin de cumplir con el principio de conservación de la energía. La transferencia de calor por su parte, es la ciencia que estudia las razones de transferencia de calor. Su fuerza impulsora es la diferencia de temperatura, lo que significa que para que exista una transferencia de calor debe haber un gradiente de temperatura que permita el flujo de energía desde un punto de mayor temperatura a otro de menor temperatura, ya que a mayor gradiente, mayor es la razón de transferencia de calor [32].

### 5.7.1. Primera Ley de la Termodinámica

*“Aunque la energía adopta muchas formas, la cantidad total de energía es constante, y cuando la energía desaparece de una forma, aparecerá simultáneamente en otras formas” [18].*

Lo explica esta ley es que la energía se conserva debido a que se transforma continuamente en otras formas de energía. Al aplicar la primera ley a un proceso, debe diferenciarse las siguientes partes:

- Sistema: región en la que ocurre el proceso.
- Alrededores: región con la que el sistema interactúa.

Un sistema puede ser de cualquier tamaño y tener fronteras ya sea reales o imaginarias. Este también puede componerse por una o varias sustancias; pudiendo ser complejo o simple. La primera ley se aplica al sistema y sus alrededores [18], por lo que para cualquier proceso se tiene que el cambio de energía del sistema más el cambio de energía en los alrededores, es igual a cero.

$$\text{Energía del sistema} + \text{energía de los alrededores} = 0 \quad (1)$$

Esta ecuación representa los cambios que el sistema puede experimentar en su energía interna, potencial o cinética. El calor y el trabajo representan energía en tránsito a través de las fronteras, la cual nunca se encontrará almacenada o contenida en el sistema [18].

En general la primera ley de la termodinámica puede enunciarse como se muestra a continuación:

$$\Delta E_p + \Delta E_k + \Delta U = Q + W \quad (2)$$

$$\Delta E_p + \Delta E_k + \Delta H = Q + W_s \quad (3)$$

Donde:

$\Delta E_p$  : Cambio de la energía potencial

$\Delta E_k$  : Cambio de la energía cinética

$\Delta H$ : Cambio de la entalpía

$\Delta U$ : Cambio de la energía interna

Q: Energía en forma de calor

W: Trabajo

## Transferencia de energía

Con los conceptos mencionados en las secciones anteriores, se definirá que la energía térmica es llamada calor y a la transferencia de energía térmica como transferencia de calor. La cantidad de calor transferido durante el proceso se denota por Q y a la cantidad de calor

transferido por unidad de tiempo se llama razón de transferencia de calor y se denota por  $\dot{Q}$ . El punto arriba representa la derivada respecto al tiempo, o por unidad de tiempo expresada en J/s lo equivalente a W [32].

Cuando se cuenta con la razón de transferencia de calor,  $\dot{Q}$ , entonces se puede determinar la cantidad total de transferencia de calor  $Q$  durante un intervalo de tiempo  $\Delta t$  a partir de:

$$Q = \int_0^{\Delta t} \dot{Q} dt \quad (4)$$

### 5.7.2. Calor y otras formas de energía

La energía puede existir en numerosas formas, como térmica, mecánica, cinética, potencial, eléctrica, etc. y su suma constituye la energía total de un sistema. La energía interna se puede considerar como la suma de la energía cinética más la potencial ya que representa a la energía propia de las moléculas o de la actividad molecular. Considerando esto, la parte de la energía interna de un sistema que está asociada con la energía cinética de las moléculas se le conoce como *calor sensible*. Este calor es propio de las moléculas del sistema sin cambio de fase. Por el contrario, el *calor latente* es el tipo de calor que está asociado al cambio de fase de un sistema para pasar de un estado de energía interna más alto [32].

Para poder determinar y expresar la cantidad de calor intercambiado de un sistema a otro, se utiliza la entalpía como una función de estado para determinar el máximo de energía a ser eliminado de un sistema termodinámico en forma de calor o energía térmica [32].

#### Calor residual

Es el calor sobrante o no utilizado que se genera por la operación de varios equipos en los en procesos de producción como en los sistemas de refrigeración, torres de enfriamiento, condensadores y calderas. Este es un calor producido durante el funcionamiento de varios sistemas y que necesariamente necesitan liberar [13].

La temperatura del calor residual es un factor importante para determinar si es posible recuperarlo y utilizarlo para otros procesos. Esto porque es un calor con temperaturas bajas que varían entre  $40^{\circ}C$ - $90^{\circ}C$ . Por tanto, posee una utilidad menor debido a que tiene menor exergía (menor cantidad de energía aprovechable o disponible) en comparación a una fuente de energía original con temperaturas más altas [13].

Por tanto, el contenido de calor es una medida de cuánta energía térmica está contenida en este calor residual y la calidad de este calor es una medida de la utilidad de este calor y que está disponible para ser aprovechada en otros procesos [13].

## Recuperación del calor residual

La recuperación de calor residual es el proceso de la integración y aprovechamiento de calor, es decir, la reutilización de la energía térmica presente en esa fuente y que de otro modo se eliminaría o simplemente se liberaría al ambiente. Recuperar este calor residual puede ayudar a reducir los requerimientos de calor producido por sistemas convencionales, reducir los costos energía, las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera y principalmente, a aumentar la eficiencia energética [13].

## 5.8. Mecanismos de transferencia de calor

En las secciones anteriores se definió el calor como la forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro, como resultado de la diferencia de temperatura. El calor se puede transferir de tres maneras diferentes: conducción, convección y radiación. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y la transferencia es desde el medio de mayor temperatura hacia el de menor temperatura [32].

### 5.8.1. Conducción

Es la transferencia de energía que ocurre en sólidos, líquidos y gases. En los gases y líquidos se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio, mientras que en los sólidos se debe a las vibraciones de las moléculas. La rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica, espesor y el material del que esté hecho. Cada material posee una conductividad térmica específica, que es la medida de la capacidad de un material para conducir calor. Un valor elevado para la conductividad térmica indica que el material es un buen conductor de calor y una baja conductividad demuestra que el material podría funcionar como aislante porque es un mal conductor [32].

Como se muestra en la Figura [13], las conductividades térmicas varían dependiendo del material. De esto se destaca que los metales puros como el cobre tienen las conductividades térmicas más altas los cuales los hace excelentes conductores de calor.

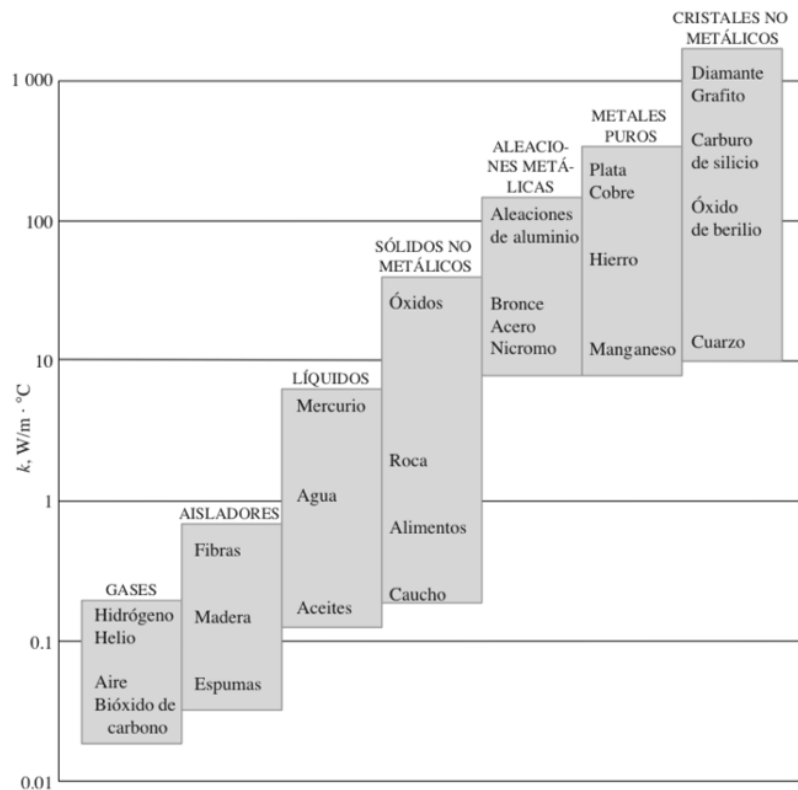


Figura 13: Rango de la conductividad térmica de diversos materiales a la temperatura ambiente

[32]

### 5.8.2. Convección

Es la transferencia de energía asociada al movimiento de un fluido. Entre más rápido es el movimiento del fluido, mayor es la transferencia de calor por convección, por lo que el coeficiente de transferencia de calor depende bastante de la velocidad, ya que a mayor velocidad del fluido más alto el coeficiente. Las velocidades del fluido asociadas con la convección natural suelen ser mucho más bajas que las halladas en la convección forzada [32]. Existen dos tipos principales de convección: forzada o natural

#### Convección natural

Si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por diferencias de densidades por la variación de temperatura de forma natural [32].

#### Convección forzada

Si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, bomba o el viento [32].

## 5.9. Intercambiadores de calor

Según Cengel [32], los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de energía térmica en forma de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. Estos equipos son de uso común en la industria y tienen una alta variedad de aplicaciones, desde los sistemas de calefacción y acondicionamiento hasta procesos químicos y la generación de energía.

Existe una amplia variedad de diseños y configuraciones para estos equipos. Sin embargo, a pesar de la variedad, la mayoría de intercambiadores se clasifican en tres categorías: tubos concéntricos, concha y tubos, y de placas.

### 5.9.1. Tubos concéntricos o doble tubo

Son el tipo más simple de intercambiadores que consta de dos tubos concéntricos con diámetros diferentes. Uno de los fluidos circula por el tubo interno más pequeño y el otro fluido en el área anular entre los tubos [32].

### 5.9.2. De coraza y tubos

Para aplicaciones industriales este tipo de intercambiador es el más utilizado. Estos intercambiadores tienen una gran cantidad de tubos, rodeados de una carcasa con sus ejes paralelos al de éste. La transferencia de calor en estos sistemas ocurre cuando uno de los fluidos pasa por dentro de los tubos y el otro, fluye en la parte de afuera de los tubos entre la carcasa y los tubos. Estos intercambiadores se clasifican según el número de pasos que se realizan por la coraza y por los tubos [33].

### 5.9.3. Dirección del flujo

Sinnott [33], expone que otra clasificación importante en el diseño de los intercambiadores de calor es la dirección o disposición del flujo entre los dos fluidos. Estos pueden ser: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado.

#### Flujo paralelo

Los dos fluidos, tanto el frío como el caliente, entran al intercambiador por el mismo extremo con un temperatura distinta y se mueven en la misma dirección. Este tipo de flujo da como resultado velocidades iniciales rápidas de intercambio de calor cerca de la entrada. Sin embargo, las tasas de transferencia de calor disminuyen cuando las temperaturas de los dos fluidos se van acercando entre sí, como se muestra en la siguiente figura.

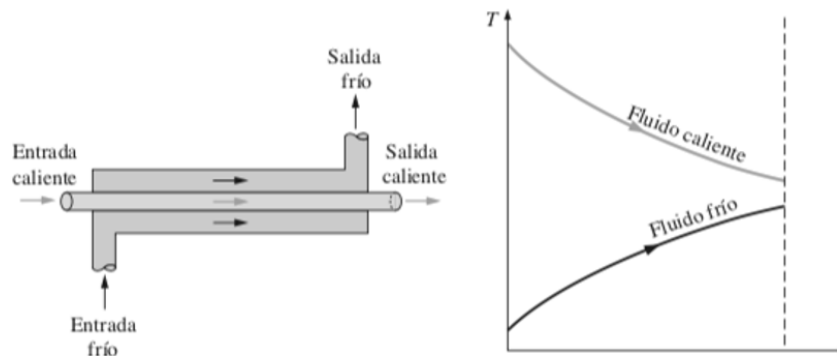


Figura 14: Régimen en flujo paralelo

32

### En contraflujo

Los fluidos entran al intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones paralelas pero opuestas. Las temperaturas de las dos corrientes tienen a acercarse entre sí de manera casi lineal, y esto resulta en un patrón de calentamiento más uniforme a lo largo de la longitud del intercambiador de calor [32].

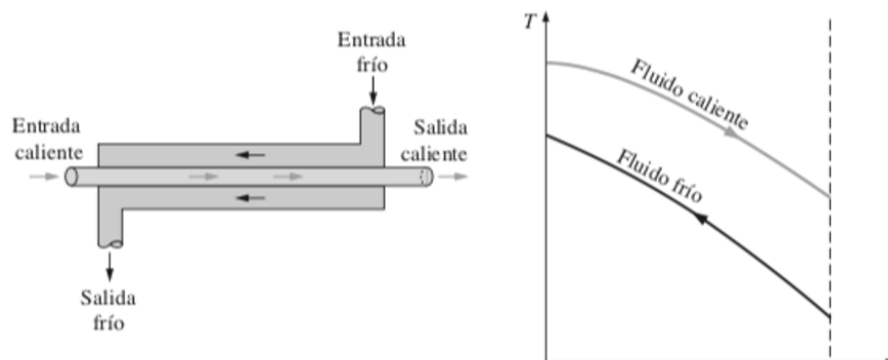


Figura 15: Régimen en contraflujo

32

### Flujo cruzado

Los dos fluidos se mueven de manera perpendicular entre sí. Este tipo de régimen es utilizado comúnmente cuando uno de los fluidos presenta un cambio de fase [32].

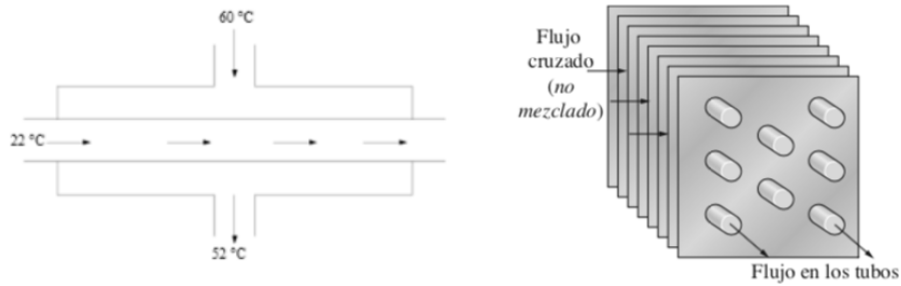


Figura 16: Régimen en flujo cruzado

[32]

#### 5.9.4. Factor de incrustación

Este es un factor que debe considerarse en el diseño y selección de intercambiadores de calor debido a que estos equipos suelen deteriorarse con el paso del tiempo como resultado de la acumulación de depósitos sobre las superficies de transferencia de calor. Esta capa de depósitos genera resistencia a la transferencia de calor y hace que la misma disminuya. Por tanto, es importante que el intercambiador contemple este factor para garantizar la transferencia de calor incluso después de que ocurra algún tipo de incrustación en el equipo [32] [33].

#### 5.10. Balances de masa y energía

Tomando como base la Primera Ley de la Termodinámica, se pueden plantear balances de energía de acuerdo al arreglo y las condiciones del sistema. Estos establecen que la energía total entre el sistema y alrededores siempre se mantiene constante. Para el caso del tanque de la caldera, se considera al agua del mismo como el sistema. En este, se plantea un balance de energía para conocer cuánta energía recibe el agua del vapor que condensa en ella, cuánta es la energía útil del sistema y cuánta energía se está perdiendo [18].

Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables y el trabajo de flecha es cero ya que no se está moviendo ninguna parte móvil. Entonces, el balance de energía para un sistema de flujo estacionario queda simplificado de la siguiente manera [18].

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta H = \dot{m}C_p\Delta T \quad (5)$$

Donde:

$\dot{Q}$ : Razón de transferencia de calor

$\dot{m}$ : Flujo másico del fluido

$C_p$ : Calor específico del fluido a la temperatura promedio

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura final menos la inicial

En congruencia con la Primera Ley de la Termodinámica, cuando la energía desaparece de una forma, aparecerá simultáneamente en otras formas, es decir, se transforma. Por lo tanto, se requiere que la velocidad de transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío [32].

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{c,salida} - T_{c,entrada}) \quad (6)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{h,entrada} - T_{h,salida}) \quad (7)$$

Los subíndices h y c, hacen referencia al fluido caliente y frío, respectivamente. Para aquellos fluidos que experimenten un cambio de fase el balance puede definirse de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \dot{m} h_f = \dot{m} (H_V - H_L) \quad (8)$$

Donde:

$\dot{Q}$ : Razón de transferencia de calor

$\dot{m}$ : Flujo másico del fluido

$H_v$ : Entalpía del vapor

$H_L$ : Entalpía del líquido

$h_f$ : Calor de vaporización

Para los sistemas para los que se diseñó esta bomba de calor, se consideró que toda la energía que es liberada por el agua caliente de la fuente es absorbida por un fluido refrigerante, de tal forma que posible igualar la ecuación 6 y 7 obteniendo que:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{c,salida} - T_{c,entrada}) = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{h,entrada} - T_{h,salida}) \quad (9)$$

De la ecuación anterior es posible calcular el flujo másico del fluido frío, este flujo másico es el mínimo necesario para que el refrigerante pueda retirar el calor de la fuente a la razón requerida.

$$\dot{m}_c = \dot{m}_h \frac{Cp_h(T_{h,entrada} - T_{h,salida})}{Cp_c(T_{c,salida} - T_{c,entrada})} \quad (10)$$

Para calcular el flujo másico del fluido caliente dentro de los intercambiadores se parte de la velocidad lineal a la que este está fluyendo por la tubería, su densidad y el área transversal del tubo [33].

$$\dot{m}_{H_2O} = v\rho_{H_2O}A_i \quad (11)$$

Donde

$\dot{m}$ : Flujo másico del fluido

$\rho_{H_2O}$  : Densidad del fluido

$v$ : Velocidad lineal del fluido

$A_i$ : Área transversal interna

## 5.11. Correlaciones para convección natural

Las correlaciones empleadas para este tipo de convección se presentan a continuación.

### 5.11.1. Número de Grashof

El régimen de flujo en la convección natural lo rige el número de Grashof, el cual representa la razón entre la flotabilidad y las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido [32].

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (12)$$

Donde

$Gr_L$ : Número de Grashof

$g$ : Aceleración gravitacional

$\beta$  : Coeficiente de expansión volumétrica

$T_s$ : Temperatura de superficie

$T_\infty$ : Temperatura infinita

$L_c$ : Longitud característica de la configuración geométrica

$\nu$ : Viscosidad cinemática del fluido

### 5.11.2. Número de Rayleigh

Es la razón de las fuerzas de flotabilidad y los productos de las difusividades térmicas y de cantidad de movimiento. Por lo cual se calcula con el producto entre el número de Grashof y Prandtl [32].

$$Ra = Gr_L Pr \quad (13)$$

Donde

$Gr_L$ : Número de Grashof

$Pr$ : Número de Prandtl

## 5.12. Correlaciones para convección forzada

### 5.12.1. Número de Reynolds

Para analizar la transición de flujo laminar a turbulento es importante considerar la configuración geométrica de la superficie, la aspereza superficial, la velocidad del flujo, la temperatura de la superficie y del tipo de fluido. Esto se define mediante el cálculo del número de Reynolds, que corresponde a la razón de las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas en el fluido [32].

$$Re = \frac{Dv\rho}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu} \quad (14)$$

Donde

$D$ : Diámetro del tubo

$v$ : Velocidad lineal del fluido

$\rho$ : Densidad del fluido

$\mu$ : Viscosidad dinámica

$\dot{m}$ : Flujo másico del fluido

Un flujo se considera laminar cuando  $Re < 2000$ , turbulento cuando  $Re > 4000$  y en transición cuando  $2000 < Re < 4000$ . Para el diseño de la bomba de calor, se usó velocidades que indujeran a flujos turbulentos, ya que el efecto de la transferencia de calor aumenta a medida que el flujo se vuelve más turbulento [32].

### 5.13. Coeficiente de transferencia de calor por convección

Coeficiente de transferencia de calor por convección externo e interno considerados en los intercambiadores de calor se calcula de la siguiente manera:

$$h_i = \frac{k}{D_i} Nu \quad (15)$$

Donde

$k$ : Conductividad térmica del fluido

$D_i$ : Diámetro interno del tubo

$Nu$ : Número de Nusselt

### 5.14. Propiedades generales de los fluidos

#### 5.14.1. Viscosidad cinemática

Es la razón entre la viscosidad dinámica y la densidad del fluido que se está analizando.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (16)$$

#### 5.14.2. Número de Prandtl

Representa la razón entre la diferencia de la cantidad de movimiento entre la diferencia térmica

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

#### 5.14.3. Número de Nusselt

Número que permite representar la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría por conducción cuando el fluido no tenga movimiento. Este número permite determinar el coeficiente de transferencia interno y externo por convección.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (18)$$

Mientras mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Este número puede calcularse de distintas maneras en función al tipo de convección, geometría, tipo de flujo, etc. [32]. Para motivos del diseño de los intercambiadores de calor para esta bomba de calor, se utilizaron las siguientes ecuaciones para el cálculo del número de Nusselt:

Para la convección forzada interna se calculó el número de Nusselt de acuerdo a la ecuación de Petukov, quien depende del factor de fricción en un flujo turbulento para tubos lisos [32].

$$f = (0.790 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \text{ para } \{3000 < Re < 5 \times 10^6\} \quad (19)$$

$$Nu = \frac{(\frac{f}{8}) Re Pr}{1.07 + 12.7 (\frac{f}{8})^{0.5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (20)$$

Según la ecuación de Colburn para las mismas condiciones el número de Nusselt se calcula:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (21)$$

donde  $n = \begin{cases} 0.4 & \text{para calentamiento} \\ 0.3 & \text{para enfriamiento} \end{cases}$

Esta ecuación calcula relaciones del número de Nusselt con un error hasta del 10% en comparación con las ecuaciones de Colburn que da aproximaciones con errores hasta del 25%.

Para la convección forzada externa el cálculo del número de Nusselt a partir de la ecuación de Churchill y Ozoe, puede ser exacta hasta el  $\pm 1\%$  y es aplicable para todos los números de Prandtl, razón por la cual fue utilizada para los cálculos de los intercambiadores. Se expresa de la siguiente manera:

$$Nu = \frac{0.3387 Pr^{1/3} Re_x^{1/2}}{[1 + (0.0468/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \text{ Re}_x Pr \geq 100 \quad (22)$$

Al igual que para la convección forzada interna el cálculo del número de Nusselt con la ecuación de Coulburn para flujos turbulentos se calcula de la siguiente manera:

$$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (23)$$

La correlación empírica para el número de Nusselt para la convección natural sobre superficies de un cilindro horizontal se calcula de la siguiente forma:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra^{\frac{1}{6}}}{[1 + (\frac{0.559}{Pr})^{\frac{9}{16}}]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad \forall Ra \leq 10^{12} \quad (24)$$

#### 5.14.4. Diámetro hidráulico

Para los intercambiadores de tubos concéntricos, uno de los fluidos fluye por el tubo tanto que el otro fluye por el espacio anular. Este espacio anular para un tubo se determina de la siguiente manera:

$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4\pi (D_o^2 - D_i^2) / 4}{\pi (D_o + D_i)} = D_o - D_i \quad (25)$$

Donde

$D_i$ : Diámetro interno

$D_o$ : Diámetro externo

#### 5.14.5. Velocidad lineal del fluido

La velocidad lineal del fluido está estrechamente relacionada con el régimen de flujo del fluido dentro de la tubería. A velocidades altas se aumenta el coeficiente de transferencia de calor pero también altas caídas de presión. La velocidad debe ser la suficiente para evitar incrustaciones en la tubería pero no tan alta que provoque malas transferencias de calor.

Según Sinnott [33], las velocidades típicas de diseño para un fluido líquido dentro de la tubería del intercambiador de calor deben ser aproximadamente entre 1 a 2 m/s y como máximo 4 m/s. Si se trata de agua como fluido, las velocidades de trabajo van desde 1.5 a 2.5 m/s.

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} \quad (26)$$

Donde

$\dot{m}$ : Flujo másico del fluido

$\rho$ : Densidad del fluido

$A_c$ : Área transversal del tubo

#### 5.14.6. Caudal

Para calcular el caudal de los fluidos dentro del intercambiador se emplea la siguiente ecuación:

$$q = v A_i \quad (27)$$

Donde

$v$ : Velocidad lineal del fluido

$A_i$ : Área transversal interna

#### 5.14.7. Área transversal

Para calcular el área transversal del tubo interno o externo por los que el fluido circula se utiliza la siguiente ecuación.

$$A_i = \frac{\pi}{4} D_i^2 \quad (28)$$

#### 5.14.8. Área superficial

Para el área superficial para los tubos externos e internos se emplea la siguiente ecuación:

$$A_s = \pi D L \quad (29)$$

Donde

$D$ : Diámetro interno o externo del tubo

$L$ : Largo teórico del tubo

#### 5.14.9. Temperatura de película

Es el promedio aritmético entre la temperatura de la superficie y la temperatura del flujo libre, suponiendo que los valores se mantienen constantes a lo largo de todo el fluido.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (30)$$

### 5.15. Análisis de los intercambiadores de calor

Para el análisis de los intercambiadores de calor se emplean dos métodos: es la de diferencia media logarítmica o (LMTD) y el método de efectividad-NTU. Para el diseño de los intercambiadores de calor para la bomba de calor se empleó como método de análisis el de la diferencia media logarítmica [32].

### 5.15.1. Temperatura media logarítmica

Este método se emplea cuando se tiene o se puede determinar las temperaturas de entrada y salida de los fluidos. La diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador de calor por lo cual resulta conveniente tener una diferencia de temperatura media logarítmica que se calcula de la siguiente manera [33]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (31)$$

Donde

$T_1$ : Temperatura de entrada del fluido caliente

$T_2$ : Temperatura de salida del fluido caliente

$t_1$ : Temperatura de entrada del fluido frío

$t_2$ : Temperatura de salida del fluido frío

### 5.15.2. Coeficiente global de transferencia de calor

Por lo común, un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hasta la pared del tubo por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección. Cualesquiera efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección [32].

Este proceso de transferencia sucede por una red de resistencias térmicas asociadas a los mecanismos de convección y conducción, lo cual para un intercambiador de calor de doble tubo o tubos concéntricos, la resistencia térmica de la pared del tubo es [32]:

$$R_{pared} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} \quad (32)$$

En donde  $k$  es la conductividad térmica del material de la pared y  $L$  es la longitud del tubo.

La resistencia térmica total considerando convección, conducción y factores de incrustación se expresa como:

$$R_{Total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{Rf_i}{A_i} + R_{pared} + \frac{Rf_o}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (33)$$

$A_i$  y  $A_o$  son las áreas superficiales de la pared de separación mojada por los fluidos y  $Rf_i$  y  $Rf_o$  los factores de incrustación internos y externos, respectivamente.

Con esta resistencia total es posible expresar el coeficiente de transferencia de calor global del intercambiador de la siguiente manera:

$$U = \frac{1}{R_{Total}A_i} + \frac{1}{R_{Total}A_o} \quad (34)$$

### 5.15.3. Área superficial de transferencia de calor

Tras el cálculo de la temperatura media logarítmica y el coeficiente global de transferencia de calor, es posible determinar el área necesaria de intercambio de calor a partir de la ecuación general de transferencia de calor. Con esta ecuación, se determinó las áreas de transferencia para cada uno de los intercambiadores de calor diseñados para acomplamiento a la bomba de calor.

$$\dot{Q} = U A_s \Delta T_m \quad (35)$$

$$A_s = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_m} \quad (36)$$

## 5.16. Dimensionamiento del intercambiador de coraza y tubos

Los intercambiadores de concha y tubos son otro tipo de intercambiador utilizado en la industria. Están hechos por paquetes de tubos con separaciones y arreglos específicos entre sí, ubicados dentro de un tubo con mayor circunferencia conocido como coraza. Las ventajas más importantes para estos intercambiadores son: el área larga que ocupan para poco volumen, fácil limpieza y un buen diseño mecánico.

Por tanto, es necesario conocer todas los parámetros y condiciones de los fluidos de trabajo para poder proceder a los cálculos y diseño del intercambiador.

A continuación se describe el método y las ecuaciones planteadas por los autores Sinnott y Kern para el diseño de este tipo de intercambiadores [33].

### 5.16.1. Factor de corrección de la temperatura media logarítmica

Cuando se diseña un intercambiador de concha y tubos es necesario corregir el valor de la temperatura media logarítmica calculando un factor de corrección que depende del número de pasos por los tubos y la coraza y de las temperaturas de los fluidos. Normalmente se correlaciona como una función de dos radios de temperatura adimensionales [33].

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (37)$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (38)$$

Donde

$T_1$ : Temperatura de entrada del fluido frío

$T_2$ : Temperatura de salida del fluido frío

$t_1$ : Temperatura de entrada del fluido caliente

$t_2$ : Temperatura de salida del fluido caliente

Para un intercambiador de dos pasos en la coraza y cuatro pasos por los tubos el factor de corrección puede ser calculado con la ecuación que se muestra a continuación. Considerar que esta ecuación es válida para un intercambiador de dos pasos por la coraza y cualquier número de pasos por los tubos [33].

$$F_t = \frac{\sqrt{(R^2 + 1) \ln(1 - S)/(1 - RS)}}{(R - 1) \ln \left[ \frac{2 - S \left[ R + 1 - \sqrt{R^2 + 1} \right]}{2 - S \left[ R + 1 + \sqrt{R^2 + 1} \right]} \right]} \quad (39)$$

Con el factor de corrección calculado entonces es posible hacer la corrección para la temperatura media logarítmica y determinarla de la siguiente manera:

$$\Delta T_m = F_t \Delta T_{lm} \quad (40)$$

### 5.16.2. Área total ocupada por los tubos

Para el cálculo del número de tubos, el número de tubos por pasos y el área total ocupada por los tubos se utilizan las siguientes ecuaciones respectivamente:

$$N_t = \frac{A_o}{A_{stubo}} \quad (41)$$

Donde

$A_o$ : Área total de transferencia de calor del intercambiador.

$A_{stubo}$ : Área transversal de un tubo

$$T_{paso} = \frac{N_t}{N_{pasos}} \quad (42)$$

Donde

$T_{pasos}$ : Cantidad de tubos por paso

$N_t$ : Número de tubos

$N_{pasos}$ : Número de pasos del intercambiador

$$A_{tot.tubos} = \frac{T_{paso}}{A_{stubo}} \quad (43)$$

Donde

$T_{pasos}$ : número de tubos por paso

$A_{stubo}$ : Área transversal de un tubo

### 5.16.3. Área de intercambio en la coraza

Para determinar el área transversal por la que fluye el agua en la coraza y su velocidad másica se utilizan las siguientes ecuaciones.

$$A_s = \frac{(p_t - D_o) D_s l_B}{p_t} \quad (44)$$

Donde

$A_s$ : Área transversal por la que fluye el agua en la coraza

$p_t$ : Separación del tubo

$D_o$ : Diámetro externo del tubo

$D_s$ : Diámetro interno de la coraza

$l_B$ : Espacio del deflector

$$G_s = \frac{W_s}{A_s} \quad (45)$$

Donde

$G_s$ : Velocidad másica del fluido por la concha

$W_s$ : Flujo másico del fluido por la concha

$A_s$ : Área transversal por la que fluye el agua en la coraza

### 5.16.4. Diámetro equivalente de la coraza

Para el cálculo del diámetro equivalente de la concha o diámetro hidráulico, específicamente para un arreglo triangular de los tubos, se emplea la siguiente ecuación:

$$d_e = \frac{1.10}{D_0} (P_t^2 - 0.917D_0^2) \quad (46)$$

Donde

$d_e$ : Diámetro equivalente de la coraza

$p_t$ : Separación del tubo

$D_o$ : Diámetro externo del tubo

El arreglo triangular de los tubos, permite obtener tasas de transferencia de calor mejores que el arreglo cuadrado. La distancia recomendada entre los centros de los tubos o mejor conocido como “pitch”, es normalmente 1.25 veces el diámetro externo del tubo [33].

### 5.16.5. Diámetro del haz de los tubos

El diámetro del haz depende no solo del número de tubos, sino del número de pasos en el intercambiador. Como estimación del diámetro del haz se utiliza la siguiente ecuación:

$$Db = D_0 \left( \frac{Nt}{k1} \right)^{1/n1} \quad (47)$$

Donde

$N_t$ : Número de tubos

$K_1$  y  $n_1$  : Son constantes obtenidas del cuadro 1 de acuerdo al arreglo triangular de los tubos.

<i>Para un pitch triangular, <math>pt= 1.25 D_o</math></i>			
<i>Número de pasos</i>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>4</b>
<b><i>K1</i></b>	0.319	0.249	0.175
<b><i>n1</i></b>	2.142	2.207	2.285

Cuadro 1: Parámetros  $K_1$  y  $n_1$  para un arreglo triangular de tubos del intercambiador de coraza y tubos.

### 5.16.6. Deflectores en la coraza

El “baffle” o deflector se coloca en la concha de estos intercambiadores para direccionar la corriente del fluido por los tubos, incrementar la velocidad del fluido, generar turbulencia y en consecuencia, propiciar una mejor transferencia de calor entre ambos fluidos. Para determinar el espacio del deflector se utiliza la siguiente ecuación:

$$l_B = \frac{D_s}{3} \quad (48)$$

Donde

$l_B$ : Espacio del "baffle"

$D_s$ : Diámetro interno de la coraza

### 5.16.7. Coeficiente de transferencia de calor en los tubos y la coraza

Para un flujo turbulento, el cálculo del número de Reynolds, Prandtl y el factor de transferencia de calor deben calcularse para determinar el número de Nusselt y con ello calcular los coeficientes de transferencia de calor en los tubos y en la coraza.

Para estimar el factor de transferencia de calor se utiliza la siguiente ecuación:

$$j_H = StPr^{0.67} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (49)$$

Donde

$S_t$ : Número de Stanton

$P_r$ : Número de Prandtl

$\mu$  : Viscosidad dinámica del fluido

$\mu_w$  : Viscosidad dinámica del agua

Con el factor de transferencia de calor es posible calcular el número de Nusselt de la siguiente manera:

$$N_u = j_H \times Re \times Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (50)$$

Donde

$j_H$ : Factor de transferencia de calor

$Re$ : Número de Reynolds

$P_r$ : Número de Prandtl

$\mu$  : Viscosidad dinámica del fluido

$\mu_w$  : Viscosidad dinámica del agua

Y con ello determinar el coeficiente de transferencia de calor en los tubos y en la coraza con las siguientes ecuaciones:

$$h_i = \frac{N_u}{D_i} k \quad (51)$$

Donde

$h_i$ : Coeficiente de transferencia de calor en los tubos

$N_u$ : Número de Nusselt

$D_i$ : Diámetro interno de los tubos

$k$ : Conductividad térmica del fluido

$$h_o = \frac{N_u k}{D_s} \quad (52)$$

Donde

$h_o$ : Coeficiente de transferencia de calor en la coraza

$N_u$ : Número de Nusselt

$D_s$ : Diámetro interno de la coraza

$k$ : Conductividad térmica del fluido

### 5.16.8. Caídas de presión en los tubos y coraza

Las caídas de presión tanto del lado de los tubos como en la coraza, se deben a las pérdidas por fricción cuando el fluido sufre cambios de expansión y contracción por el arreglo del intercambiador.

Las pérdidas por fricción en los tubos pueden ser calculadas utilizando la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{tubos} = N_p \left( 4 \times j_f \times \frac{L}{D_i} + 1.25 \right) \times \rho v^2 \quad (53)$$

Donde

$\Delta P_{tubos}$ : Caída de presión en los tubos

$N_p$ : Número de tubos

$j_f$ : Factor de fricción

$L$ : Largo de un tubo

$D_i$ : Diámetro interno del tubo

$\rho$ : Densidad del fluido que fluye por los tubos

$v$ : Velocidad lineal del fluido en los tubos

Finalmente, la caída de presión total en la coraza se calcula de la siguiente manera:

$$\Delta P_{coraza} = 8j_f \left( \frac{D_s}{D_e} \right) \left( \frac{L}{l_B} \right) \frac{\rho v^2}{2} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (54)$$

Donde

$\Delta P_{coraza}$ : Caída de presión en la coraza

$D_s$ : Diámetro de la coraza

$j_f$ : Factor de fricción

$D_e$ : Diámetro externo de los tubos

$L$ : Largo de un tubo

$l_b$ : Espacio del "baffle"

$\rho$ : Densidad del fluido que fluye por los tubos

$v$ : Velocidad lineal del fluido en los tubos

$\mu$  : Viscosidad dinámica del fluido

$\mu_w$  : Viscosidad dinámica del agua

## 5.17. Análisis termodinámico de la bomba de calor

La bomba de calor diseñada para este sistema funciona en base al ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor y en cada componente se hace un análisis para determinar los valores para el calor, trabajo y eficiencia [18].

### 5.17.1. Evaporador

Para determinar la tasa de remoción de calor de la fuente

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{R134a}(H_4 - H_1) \quad (55)$$

### 5.17.2. Compresor

Para determinar la eficiencia y la entrada de potencia al compresor

$$\eta = \frac{W_{isent}}{W_c} = \frac{H'_2 - H_1}{H_2 - H_1} \quad (56)$$

$$W_c = \frac{\dot{m}_{R134a}(H_2 - H_1)}{\eta_c} \quad (57)$$

### 5.17.3. Condensador

Para determinar la tasa de calor liberado y entregado a la aplicación

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{R134a}(H_3 - H_2) \quad (58)$$

### 5.17.4. Válvula de expansión

Para determinar la capacidad de la válvula requerida y el tamaño del orificio de la misma se calcula la capacidad de subenfriamiento de la siguiente manera:

$$\Delta Q_{sub} = \frac{\dot{Q}_c}{F_{sub}} \quad (59)$$

Donde

$\Delta Q_{sub}$ : Capacidad de subenfriamiento de la válvula de expansión

$F_{sub}$ : Factor de subenfriamiento determinado a partir de la temperatura de subenfriamiento en el ciclo del refrigerante

### 5.17.5. Bomba

Trabajo realizado por la bomba en el circuito cerrado para el sistema de captación y el sistema de la aplicación es:

$$W_p = \frac{\dot{m}(H_{ff})}{\eta_p} \quad (60)$$

Donde

$H_{ff}$ : Pérdidas por fricción en el circuito de la tubería.

$\eta_p$ : Eficiencia de la bomba centrífuga

## 5.18. Coeficiente de operación COP

Es una medida de la eficiencia de la bomba de calor y se determina por la relación entre la cantidad de enfriamiento útil extraído del condensador y el trabajo útil hecho por el

compresor a una temperatura específica. Mientras mayor sea el COP, mayor es la eficiencia de la bomba. Existen dos tipos de COP: para enfriamiento y calentamiento.

Si el uso de la bomba de calor es para enfriamiento entonces el coeficiente de operación se calcula de la siguiente manera:

$$\text{COP}_R = \frac{Q_c}{W_{\text{neto}}} \quad (61)$$

Donde:

$Q_c$  = Energía captada de la fuente

$W_{\text{neto}}$  = Trabajo real hecho por el compresor

Si el uso de la bomba de calor es para calentamiento entonces el coeficiente de operación se calcula de la siguiente manera:

$$\text{COP}_C = \frac{Q_H}{W_{\text{neto}}} \quad (62)$$

Donde:

$Q_H$  = Energía útil liberada en el condensador

$W_{\text{neto}}$  = Trabajo real hecho por el compresor

Un alto valor para el COP, establece una alta eficiencia. Este valor establece la cantidad de energía eléctrica que debe suministrarse al compresor, es decir, un valor COP de 4, significa que se necesita la adición de 1 kW de energía eléctrica para liberar 4 kW de calor.

La eficiencia de una bomba de calor depende especialmente de la diferencia de temperatura entre la fuente de calor residual y la temperatura del sumidero. Es decir, la diferencia de temperatura entre la temperatura de condensación y evaporación: cuanto menor es la diferencia, mayor es el COP [27].

## 5.19. Selección de material de tubería

### 5.19.1. Tubería de cobre

El cobre es un metal con excelentes propiedades conductivas de calor y electricidad que lo hacen uno de los materiales preferidos para sistemas de calentamiento, enfriamiento y refrigeración. Específicamente, es apto para el uso de refrigerantes incluyendo CO<sub>2</sub>, propano, isobutano entre otros. Está disponible en una diversidad de diámetros y espesores de pared dependiendo de la aplicación para la que se requiera [34].

Existen tres tipos diferentes de tubería de cobre: tipo K, L y M que se diferencian entre sí por el espesor de las paredes de los tubos. El tipo K, tiene mayor espesor de pared en comparación con el tipo L y este tiene paredes más gruesas que el tipo M. Cada uno de ellos se eligen en función de la aplicación [35].

Este material posee propiedades y ventajas que respaldan la razón de su elección para el diseño de toda la tubería interna de los intercambiadores de calor y de la bomba de calor para este trabajo. A continuación se presentan algunas de ellas:

- **Resistencia a la corrosión:** presenta un excelente comportamiento como material de construcción y de los fluidos que transporta, asegurando así una larga vida útil de la instalación. Además, resiste a condiciones extremas de enfriamiento y calentamiento por ser un material fuerte y resistente [35].
- **Material económico:** la combinación de fácil manipulación, conformado y unión permite ahorrar tiempo durante la instalación, materiales y el costo general. Su rendimiento y confiabilidad a largo plazo, provocan que los cambios de este material sean escasos lo cual lo convierte en un material rentable [35].
- **Se fabrica sin costura:** es un material que no tiene costuras y sus paredes son lisas y tersas. Esto asegura la resistencia a la presión de manera uniforme y por lo tanto, provoca que las pérdidas de presión por fricción sean mínimas, lo cual permite mantener flujos más constantes [35].
- **Fácil instalación:** el sistema de soldadura capilar y el de compresión, permiten hacer instalaciones y uniones con facilidad y seguridad. Además, por tener paredes delgadas puede ser instalado en espacios más pequeños [35].
- **Material seguro y sencillo:** es un material resistente a temperaturas altas, por lo que no se quemará ni provocará combustiones internas que provoquen gases tóxicos. Es sencillo para cortar, doblar y unir [35].

Según el Handbook de tubería de cobre publicado por la Copper Development Association Inc. [35], de acuerdo a los estándares de la ASTM, la elección del tipo de tubería depende de la aplicación para la que se desea.

#### Tubería tipo K

Se utiliza para sistemas de calentamiento de agua para residencias, sistemas de captación solar, HVAC, aire comprimido, entre otros. Esta tubería está hecha con el mayor espesor de pared y soporta presiones desde 10,576 kPa a 38 °C en tubería de 0.0064 m (1/2") hasta 4,378 kPa para tubería de 0.102 m (4") [35].

#### Tubería tipo L

Los espesores de pared son más bajos que la de tipo K y trabaja con presiones que van desde 8,563 kPa a 38°C para una tubería de 0.0067 m (1/2") y 3,000 kPa para 0.106 m (4") [35].

#### Tubería tipo M

Es el tipo con espesores de pared más bajos, trabaja a temperaturas y presiones bajas que van desde 5,860 kPa hasta 2,723 kPa [35].

Las presiones de trabajo para tuberías tipo M y L son mejores que las de K, pero son aptas también para aplicaciones de HVAC.

Esta tubería se utiliza para aplicaciones de calentamiento y enfriamiento a baja presión y temperatura [35], tipo que resulta apto para este sistema. Como se trata de un sistema de aprovechamiento de calor residual las temperaturas y presiones de trabajo podrían considerarse bajas lo cual es necesario que las paredes de la tubería de intercambio tengan el menor espesor posible para mejorar y facilitar la transferencia de calor entre los fluidos.

### 5.19.2. Tubería de polietileno (PE)

Debido a la versatilidad, flexibilidad, durabilidad y la resistencia a fugas, el polietileno se ha convertido en el material de construcción preferido para la tubería de los captadores e intercambiadores de calor en las bombas de calor geotérmicas. Las tuberías de PE de pared sólida, proveen soluciones más económicas y rentables para una variedad de aplicaciones porque sus costos de instalación son bajos en comparación con otro tipo de materiales para las mismas funciones [36].

La Asociación Internacional de Bombas de Calor Geotérmicas, (IGSHPA) por sus siglas en inglés, ha desarrollado algunos estándares de diseño e instalación para la tubería de HDPE que es requerido para intercambiadores de calor de las bombas. Normalmente, se recomiendan diámetros desde 0.0127 m (1/2") a 0.0508 m (2") para los intercambiadores y el largo de tubería depende de la capacidad de enfriamiento o calentamiento de la bomba [37] [38]. Además la norma *ASTM D3035 Standard Specification for Polyethylene (PE) Plastic Pipe (DR-PR)*, establece los diámetros nominales estandarizados para este material [39].

El PE por sí mismo, es considerado un material aislante y con buenas propiedades para mantener el calor. Sin embargo, logra transferir calor hacia fuera o dentro del sistema cuando así se desea variando únicamente el espesor de pared del tubo.

De acuerdo a algunas propiedades mencionadas anteriormente, este material posee otros beneficios que respaldan la razón de su elección para el diseño de toda la tubería externa de los intercambiadores de calor de este trabajo. A continuación, se presentan algunas de ellas:

- **Fácil instalación:** es un material disponible en muchos tamaños y longitudes. Su versatilidad y flexibilidad permiten hacer instalaciones con diseños más rentables y funcionales [36].
- **Resistencia a bajas y altas temperaturas:** se pueden utilizar para sistemas que funcionan a temperaturas no mayores a los 60 °C pero también son muy resistentes a bajas temperaturas, soportando enfriamientos de agua sin craquearse o fisurarse [36].
- **Uniones sin fuga:** forman uniones tan fuertes que evitan las fugas en el sistema cuando por el uso del equipo las uniones se desgasten [36].
- **Resistencia a la corrosión y productos químicos:** la tubería de PE no se oxida, corroe ni permite el crecimiento de microorganismos. Tiene una excelente resistencia química.
- **Flexibilidad y resistencia a la fatiga:** se puede doblar con facilidad a radios de aproximadamente 30 veces el diámetro nominal de la tubería dependiendo de su espesor. Esto hace que se requieran menos accesorios para su instalación o cambios en la

dirección de flujos. Tiene buena resistencia a la fatiga cuando se tienen elevaciones de presión dentro de la tubería [36].

- **Bajo costo de instalación:** como tiene alta flexibilidad esta tubería puede ser instalada en diversidad de espacios, lo cual simplifica la construcción y ahorro de tiempo y dinero durante su instalación. Es un material barato en comparación con los materiales utilizados normalmente para los intercambiadores de calor tradicionales [36].
- **Durabilidad:** estas instalaciones de PE son rentables y tienen un costo a largo plazo porque requieren poco mantenimiento. Tienen larga vida útil, aproximadamente entre 50 a 100 años, siempre que el sistema haya sido diseñado e instalado correctamente. Esto provoca que se ahorren costos de reemplazo de material con frecuencia [36].

Para el desarrollo de los objetivos de este módulo implicó la ejecución de los siguientes pasos:

#### **6.1. Revisión bibliográfica**

1. Se investigó sobre el tema de bombas de calor con sustento en artículos científicos, libros, proyectos, revistas científicas y demás como primer acercamiento al tema.
2. Se investigó sobre el funcionamiento, componentes, aplicaciones, ventajas y desventajas de las bombas de calor. Se analizó diferentes casos y proyectos de estas tecnologías en otros países del mundo. Además, se investigó sobre el tema del calor residual, específicamente su uso y las tecnologías existentes para su aprovechamiento, en artículos científicos, hojas técnicas de proveedores, tesis doctorales, manuales de ingeniería, libros de diseño de equipos e internet.

#### **6.2. Identificación de las fuentes de calor residual en el Laboratorio de Operaciones Unitarias**

Para identificar las fuentes de calor residual en el Laboratorio de Operaciones Unitarias, se hizo una evaluación de todos los equipos semi industriales que requieren calentamiento utilizando vapor producido en caldera y que, por esto, tienen formación de condensados.

1. Se evaluaron las condiciones de operación en los equipos que tienen un sistema de calentamiento por vapor, determinando flujos, temperaturas, volumen de condensados

producidos y frecuencia de operación.

2. Según el análisis anterior, se identificó y seleccionó los equipos que tenían el mayor potencial para aprovechar energía no utilizada o perdida en condensados. Estos fueron: la caldera, el evaporador de simple efecto, la columna semi industrial de destilación por platos, la planta semi industrial de biodiésel, el sistema demostrativo de intercambiadores de calor y el recuperador eléctrico de solventes de la columna de extracción líquido-líquido.
3. Se evaluaron las condiciones de operación de la caldera y el evaporador de simple efecto, ambos en funcionamiento, para determinar la cantidad de calor aprovechable en los flujos salientes de cada equipo.
4. Para el caso de la caldera, se evaluó específicamente el aprovechamiento del calor del agua del tanque de ahogamiento de condensados ubicado en el cuarto de caldera. En el caso del evaporador de simple efecto, se analizó la posibilidad de sustituir el sistema que va hacia la torre de enfriamiento por uno que use la bomba de calor para reducir la temperatura del agua de enfriamiento que se utiliza en los condensadores del equipo y además aprovechar esa energía en otro proceso dentro del Laboratorio de Operaciones Unitarias.

## 6.3. Selección y evaluación de la fuente de calor

### 6.3.1. Tanque de condensados de caldera

Para evaluar las condiciones de temperatura del agua disponible en el tanque de ahogamiento de la caldera se hizo lo siguiente:

1. Todo el equipo requerido fue proporcionado por el Laboratorio de Operaciones Unitarias y se detallan a continuación:
  - 1 termómetro de bulbo marca Omega con rango de  $-10^{\circ}C$  a  $200^{\circ}C$
  - 1 regla de metal marca ACE con rango de 0 a  $100 \pm 0.05$  pulgadas
  - 1 cinta métrica marca Stanley y rango de 0 a  $500 \pm 0.05$  cm
  - 1 par de guantes térmicos
2. Se tomó la altura y los diámetros (interno y externo) del tanque, así como también las medidas del distribuidor de vapor que se encuentra dentro del tanque, el diámetro que ocupa y la separación del mismo a las paredes internas del tanque.
3. Se llenó el tanque de ahogamiento de caldera hasta aproximadamente  $2/3$  de su capacidad, abriendo la válvula de agua de alimentación.
4. Se midió la altura del nivel del agua utilizando una regla para determinar el volumen y masa de agua ocupada en el tanque y se midió la temperatura inicial del agua con un termómetro de bulbo.

5. Se puso en funcionamiento la caldera y se esperó que la misma alcanzara una presión entre 85 y 95 psi. El vapor de la caldera se genera en un rango entre 70 a 90 psi (en la presión alta, automáticamente se suspende la quema de combustible y flujo de gases de combustibles).
6. Cuando la caldera llegó a 95 psi, se abrió el sistema de válvulas, incluyendo las del distribuidor (manifold), para permitir que el vapor llegara al tanque de ahogamiento y finalmente, la válvula de descarga del vapor en este tanque. Se determinó el tiempo requerido para que la presión interna bajara hasta “la baja” (70 psi aproximadamente) por la liberación del vapor.
7. Cuando la caldera llegó a los 75 psi se cerró la válvula de descarga de vapor. A esta presión, la caldera vuelve a iniciar su ciclo para volver a alcanzar nuevamente la presión máxima de operación del controlador de producción de vapor.
8. Luego se midió la temperatura del agua en el tanque utilizando un termómetro de bulbo y se midió de nuevo la altura del nivel alcanzado por el agua después de ahogar vapor en la primera corrida.
9. Para determinar el número de corridas posibles a realizar de acuerdo con la capacidad del tanque de condensados, sin vaciarlo, y la temperatura que alcanza en el agua, no se drenó el agua entre ahogamiento y ahogamiento.
10. Se repitió los pasos 5 y 6, y se determinó nuevamente la temperatura y altura del nivel del agua luego de cada corrida en el tanque, haciendo un total de tres corridas.
11. Se determinó que, a partir de la tercera corrida, había mucha evaporación “*flash*” en el agua, efecto muy visible, y prácticamente se había alcanzado la temperatura de ebullición, lo cual provocaba que al ahogar vapor este no condensara y se perdiera completamente.
12. De acuerdo al inciso anterior, se estableció que el tanque soportaría únicamente dos corridas sin perder energía en forma de vapor. Sin embargo, las mediciones se tomaron hasta la tercera corrida.
13. Se detuvo las mediciones y se midió la temperatura final alcanzada por el agua del tanque.
14. Se vació completamente el tanque y se llenó nuevamente con agua a temperatura ambiente.
15. Se repitió los pasos del 2 al 9 para la toma de datos en triplicado.

### **6.3.2. Evaporador de simple efecto en el Laboratorio de Operaciones Unitarias**

Para evaluar las condiciones de temperatura del agua caliente saliente de los condensadores del evaporador, se siguió los siguientes pasos:

1. Todo el equipo requerido fue proporcionado por el Laboratorio de Operaciones Unitarias y se detallan a continuación:

- 1 termómetro láser modelo Oakton Mini Infra Pro con rango de medición de 0 a  $500^{\circ}C$ .
  - 1 cubeta de 15 litros
  - 1 cronómetro digital marca CASIO modelo HS-3 rango 1/100s -10 horas.
2. Se midió el tiempo de llenado de una cubeta con volumen de 15 L, para determinar el caudal de agua en la entrada a la torre de enfriamiento.
  3. Se midió las temperaturas de agua de ingreso y egreso en los condensadores del evaporador de simple efecto utilizando el termómetro láser. Y las temperaturas de entrada y salida de agua en el distribuidor de la torre de enfriamiento y en su reservorio de agua.

Las herramientas utilizadas para la elaboración de cálculos, esquemas y diagramas se detallan a continuación: Microsoft Excel 2019, AutoCAD versión 2021, Inventor versión 2020, Matlab R2019B, Simulador CoolSelector del proveedor Danfoss, las tablas de vapor y para el refrigerante se obtuvo de la herramienta CoolProp como complemento de Microsoft Excel.

## 6.4. Determinación de la energía disponible en la fuente

Para calcular la cantidad de energía disponible y que podría ser aprovechable en el tanque de condensados de caldera y el evaporador de simple efecto se realizó el siguiente procedimiento:

### 6.4.1. Caldera

Con los datos obtenidos en la sección 6.3 para temperaturas, tiempos, flujos y masa de agua se procedió de la siguiente manera:

1. Se calculó el área y volumen del tanque con el diámetro y la altura, medidos previamente (ver diagrama del tanque en la Figura 19).
2. La masa de agua que se ahoga por corrida se calculó con la diferencia promedio entre la altura de nivel final e inicial de agua en el tanque, densidad promedio a la temperatura del agua y el área del tanque. Luego, se obtuvo el promedio de las masas obtenidas de cada prueba de vapor que se condensa por corrida.
3. Se obtuvo las entalpías para el agua a  $25^{\circ}C$  (temperatura inicial únicamente del agua) y la final de  $45^{\circ}C$  (temperatura alcanzada por el agua después de haber ahogado vapor) utilizando las tablas de vapor (ver Cuadro 17 de la sección de anexos).
4. La entalpía del vapor se calculó de acuerdo a la presión a la cual se genera el vapor en la caldera siendo esta entre 90 y 95 psi. A esta presión se le suma la presión atmosférica interna del Laboratorio (obtenida del barómetro que está colocando en la torre de

enfriamiento del mismo) 14.37 psi (991 mBar) para obtener el valor de la entalpía a una presión absoluta.

5. La entalpía del líquido se calculó con la temperatura de saturación del vapor a la misma presión a la que se genera. Se determinó que la temperatura de saturación a 109.37 psia fue de  $168^{\circ}\text{C}$  utilizando las tablas de vapor.
6. La energía perdida durante el cambio de fase del vapor a líquido y la ganada por el agua que se encuentra a  $25^{\circ}\text{C}$ , se calculó usando un balance de masa y energía en el tanque, con el que se estableció que toda la energía cedida por el vapor al cambiar de fase o pasar de vapor sobrecalentado a  $168^{\circ}\text{C}$  a un vapor saturado a  $45^{\circ}\text{C}$ , es ganada por el agua del tanque en donde se condensa el mismo.
7. La energía disponible del agua a  $25^{\circ}\text{C}$ , se calculó únicamente con la masa inicial a la cual se llena el tanque antes de empezar a ahogar vapor y con la entalpía a esa misma temperatura determinada previamente.
8. La energía disponible aprovechable, se calculó utilizando la ecuación 6 de la sección de marco teórico que relaciona la masa de agua inicial en el tanque, el calor específico del agua a la temperatura promedio y el gradiente de temperatura desde  $45^{\circ}\text{C}$  a  $25^{\circ}\text{C}$ .
9. La energía perdida por cada corrida se calculó con la diferencia entre la energía del vapor y la energía total aprovechable.
10. Según el análisis anterior, se determinó que la energía disponible en el agua caliente del tanque sería la utilizada para los cálculos de la bomba de calor, y en un futuro, para su aprovechamiento.
11. Cuando se obtuvo la cantidad de energía total aprovechable y disponible en el tanque, se determinó el modo al que debería operar la bomba de calor para poder establecer una tasa de remoción de calor aceptable y baja que permitiese utilizar un compresor de baja potencia. Esto se hizo de la siguiente manera:
12. Se calculó el tiempo de operación de la bomba de calor, considerando como base de cálculo los 180 minutos disponibles para llevar a cabo una práctica de caldera en el Laboratorio de Operaciones Unitarias. Como mínimo deben realizarse alrededor de diez corridas de generación de vapor en la caldera.
13. Se determinó, con los datos de las pruebas experimentales, el tiempo promedio para ahogar vapor por corrida en el tanque, el tiempo que le toma a la caldera en aumentar su presión desde 75 psi a 95 psi y el tiempo necesario para vaciar el tanque de agua caliente y llenarlo nuevamente con agua a temperatura ambiente.
14. De acuerdo a los tiempos del inciso anterior, se definió finalmente el tiempo mínimo que necesita la bomba de calor para poder extraer la energía disponible en el tanque, tal que permita mantener el agua a  $25^{\circ}\text{C}$  y evitar vaciar el tanque por cada corrida.
15. Se definió la tasa de remoción de calor del tanque de acuerdo a los pasos anteriores para poder proceder al cálculo de los intercambiadores de calor de la bomba.
16. Se estableció el número de corridas y los niveles mínimo y máximo de agua que el tanque de ahogamiento puede acumular durante la operación de la caldera.

### 6.4.2. Evaporador

Con los datos obtenidos en la sección 6.3 para temperaturas, tiempos, flujos y caudales se procedió al calcular:

1. La energía disponible y aprovechable en el agua caliente procedente del evaporador de simple efecto, se calculó usando el caudal del agua, las temperaturas de entrada y salida al evaporador y el calor específico de esta a la temperatura promedio de trabajo.

## 6.5. Dimensionamiento del intercambiador de calor de captación en el tanque de ahogamiento de caldera

De acuerdo a la carga de calor disponible en el tanque y el tiempo determinado de operación de la bomba de calor, se estableció una tasa de remoción de calor que representa la cantidad de calor que el intercambiador de captación debe remover. Los cálculos para el dimensionamiento del mismo se realizaron de la siguiente manera.

1. Se definió que el fluido de trabajo (fluido interno de recirculación) del intercambiador de captación sería agua, de acuerdo a las revisiones de la literatura e investigación previa realizada y que las temperaturas de trabajo no se acercan al punto de congelación.
2. Se definió que el material de diseño de este intercambiador sería cobre, por sus características de conductividad y maleabilidad para la construcción de serpentines.
3. El flujo másico y caudal del agua dentro del intercambiador se calculó considerando como primera regla gruesa una velocidad lineal de 1 m/s según lo establecido en la literatura [33].
4. Se seleccionó un diámetro de tubería de cobre nominal de 1 pulgada según las medidas dadas por el manual de tubería de cobre.
5. Se determinó el flujo másico al que fluiría el agua dentro del intercambiador usando la densidad del fluido y el área superficial interna del tubo.
6. Las temperaturas de entrada y salida del agua en este intercambiador se calcularon usando el balance de masa y energía entre el tanque y el intercambiador. El balance establece que el calor disponible en el tanque de condensados debería ser igual al calor a remover por el fluido interno del intercambiador de captación.
7. Del balance establecido en el inciso anterior y el flujo másico calculado, se determinó el gradiente de temperatura necesario que debe mantenerse en el sistema para poder retirar por completo la energía del tanque.
8. Luego de calcular el flujo másico y las temperaturas necesarias para retirar la cantidad de energía necesaria del tanque, se calculó la geometría del intercambiador de calor con el método de la temperatura media logarítmica.

9. Se calculó la temperatura media logarítmica con las temperaturas del agua del tanque y las temperaturas de entrada y salida en el intercambiador.
10. Se calculó el coeficiente global de transferencia usando el análisis de los mecanismos de transferencia de calor presentes en el sistema. En este caso, se consideró que el intercambiador estaría colocado dentro del tanque de ahogamiento. De tal manera que existe una convección natural del agua del tanque hacia las paredes externas del tubo, conducción por la pared de la tubería de cobre y una convección forzada interna por el agua que fluye dentro del intercambiador.
11. Se calculó el área de transferencia de calor del intercambiador con la ecuación general de transferencia de calor (ver Ecuación 36 del marco teórico).
12. Se determinó el diámetro de cada vuelta del serpentín utilizando, como referencia, el diámetro interno del tanque en donde se instalará el mismo y considerando el espacio de separación medido previamente entre las paredes del tanque y el distribuidor de vapor.
13. Se determinó el área y número de vueltas adecuadas para el serpentín usando una hoja de cálculo de Excel, en la cual, se realizó iteraciones variando la velocidad del fluido y el diámetro de la tubería de cobre, hasta determinar con qué características se lograba minimizar el área, largo y vueltas del intercambiador de calor, pero se maximizara el coeficiente de transferencia de calor.

## 6.6. Dimensionamiento del evaporador para la bomba de calor

Con el calor que el intercambiador de captación retira del tanque, se procedió al cálculo del evaporador de la bomba de calor. Este intercambiador se diseñó como un intercambiador de tubos concéntricos en donde fluye refrigerante R-134a en el tubo interno y agua caliente en el espacio anular entre el tubo interno y externo. Los cálculos para el dimensionamiento del mismo se realizaron de la siguiente manera.

1. Se definió que el tubo interno sería de cobre tipo M y el externo de polietileno de alta densidad.
2. Se calculó la velocidad del flujo de agua a la que fluye por el espacio anular con el flujo másico del intercambiador de captación que, por la ecuación de continuidad, es constante.
3. Se calculó el flujo másico necesario del refrigerante dentro del circuito de la bomba de calor, a partir de las temperaturas de trabajo seleccionadas para el refrigerante respecto a la revisión de literatura y fichas técnicas de proveedores de bombas de calor, usando un balance de masa y energía entre el agua que fluye por el espacio anular y el refrigerante que fluye por el tubo interno.
4. Se calculó la temperatura media logarítmica con las temperaturas de entrada y salida del agua caliente y las temperaturas de entrada y salida del refrigerante usando la ecuación (31) del marco teórico.

5. Se calculó el coeficiente global de transferencia con el análisis de los mecanismos de transferencia de calor presentes en el sistema, conducción por el material de la tubería de cobre y convección forzada interna y externa (ver Ecuación [34](#)).
6. Se calculó el área de transferencia de calor del intercambiador con la ecuación general de transferencia de calor (ver Ecuación [36](#)).
7. Se calculó el largo, altura, diámetro y número de vueltas para el intercambiador.
8. Se determinó el área y número de vueltas adecuadas para el serpentín usando una hoja de cálculo de Excel, en la cual, se realizó iteraciones variando la velocidad del fluido y el diámetro de la tubería de cobre, hasta determinar en qué condiciones se minimizaría el área, largo y número de vueltas del intercambiador de calor, y por otro lado, se maximizaría coeficiente de transferencia de calor.

## 6.7. Dimensionamiento del condensador para la bomba de calor

Al igual que el intercambiador de calor del evaporador de la bomba de calor, el diseño del condensador es también un intercambiador de tubos concéntricos en los cuales fluye refrigerante R-134a en el tubo interno y agua fría en el espacio anular entre el tubo interno y el externo. Los cálculos para el dimensionamiento del mismo se realizaron de la siguiente manera:

1. Se calculó el calor de rechazo por el sistema aprovechable directamente en la aplicación con la potencia eléctrica del compresor seleccionado y la tasa de remoción de calor de la fuente a la que trabaja el evaporador.
2. Se estableció que el fluido a calentar con la bomba de calor sería agua a temperatura ambiente para que esta pueda ser utilizada en cualquier proceso seleccionado en la sección anterior.
3. Se definió que el tubo interno que transporta el refrigerante es de cobre tipo M y el tubo externo de polietileno de alta densidad.
4. Se calculó el flujo másico del agua que es necesario calentar en la aplicación (equipo, sistema o área en donde se aprovecharía el calor), suponiendo una velocidad de 1 m/s como primera aproximación, según la literatura.
5. Se estableció que el flujo másico del refrigerante a lo largo del sistema completo de la bomba de calor es constante por ser un circuito cerrado.
6. Se calculó la temperatura de la aplicación o la temperatura a la que se logra calentar el agua de la aplicación usando la ecuación [\(7\)](#) del marco teórico.
7. Se repitió los pasos 4 al 8 de la sección 6.6 para el dimensionamiento del evaporador y con ello determinar el área, número de vueltas adecuadas para el serpentín, largo y coeficiente global de transferencia de calor.

## 6.8. Cálculo y selección del compresor para la bomba de calor

Este equipo determina la presión mínima y máxima de operación, las temperaturas de trabajo y el flujo másico del refrigerante R-134a. Por tanto, para la selección de este componente se realizó los siguientes cálculos:

### 6.8.1. Cálculo de las condiciones de trabajo para el compresor

1. Se investigó en hojas técnicas de bombas de calor de diferentes marcas, similares a la necesaria, los rangos más comunes de temperatura de trabajo del refrigerante para los que fueron diseñadas. Con lo anterior, se definió las temperaturas preliminares de trabajo del refrigerante.
2. Se realizó un balance de masa y energía con base a las primeras temperaturas seleccionadas para el refrigerante, la carga de calor que se debe remover de la fuente y el flujo másico del agua.
3. Con estos datos calculados se procedió a la búsqueda del compresor necesario para cumplir con estas condiciones de trabajo.

### 6.8.2. Selección del compresor

La selección del compresor se realizó utilizando el simulador “*Cool Selector 2*” del fabricante Danfoss, debido a que son los fabricantes de los compresores tipo scroll que se utilizan en las bombas de calor y, además, es una marca que se puede comprar localmente. En este simulador fue posible elegir el compresor que mejor se adaptaba a las condiciones del sistema. La selección del compresor se hizo de acuerdo a los pasos que se detallan a continuación: (ver sección de Anexos)

1. Se obtuvo las fichas técnicas de todos los modelos y tipos de compresores que el proveedor ofrece para las condiciones calculadas.
2. Se buscó en estas fichas técnicas los modelos y tipos adecuados para utilizar refrigerante R-134a como el fluido caloportador en el sistema.
3. Se definió la aplicación, la fuente de alimentación y el tipo de compresor a utilizar.
4. Con la capacidad de enfriamiento calculada en la sección del dimensionamiento del intercambiador de captación y las temperaturas preliminares seleccionadas para el refrigerante, se obtuvo los tipos y modelos de compresor con la mejor coincidencia para la capacidad de enfriamiento requerida de acuerdo con las condiciones de este sistema.
5. De acuerdo con lo obtenido en el inciso anterior, se eligió los tres tipos de compresor con el mejor porcentaje de coincidencia según la capacidad de enfriamiento requerida y con un rango de  $\pm 5$  kW a esta capacidad, para garantizar que el compresor cumpliera siempre con la carga necesaria de acuerdo a las condiciones del sistema. De cada uno de ellos se obtuvo su ficha técnica (ver sección de Anexos).

6. Se definió el rango de temperaturas de evaporación y condensación con la gráfica proporcionada en la ficha técnica a las cuales el compresor tenía un mejor desempeño considerando un coeficiente de operación entre 2 a 4, valores a los que usualmente operan las bombas de calor diseñadas por diferentes proveedores.
7. Se obtuvo los gráficos y datos de capacidad de enfriamiento, coeficiente de operación, flujo másico y potencia de consumo del compresor con los cuales se construyó una base de datos.
8. Se definió el rango de temperatura de trabajo finales para el refrigerante, de acuerdo con una serie de iteraciones hechas en una hoja de cálculo.

## 6.9. Cálculo y selección de la válvula de expansión

La selección de este equipo se hizo utilizando el simulador “*Cool Prop 2*” del proveedor Danfoss, tanto para tanque de ahogamiento de la caldera como el evaporador de simple efecto. Para ello realizaron los siguientes pasos:

1. Se calculó la pérdida de presión a través de la válvula, la capacidad de la válvula de expansión requerida para el sistema, así como la temperatura y el factor de subenfriamiento, para determinar el tamaño del orificio de la válvula.
2. Se ingresó la capacidad de enfriamiento, y las temperaturas de trabajo del refrigerante que son las mismas a las del compresor elegido.
3. Con los valores obtenidos en el inciso 1, se obtuvo el tipo y modelo de válvula de expansión con la mejor coincidencia para las condiciones de este sistema.
4. Se seleccionó el modelo de válvula de expansión para el sistema y se obtuvo su ficha técnica para conocer sus propiedades y condiciones de trabajo.
5. Se evaluó el comportamiento de la misma acoplada a todo el sistema usando un análisis termodinámico del equipo completo que se detalla en la sección 6.10.
6. Se realizó un primer esquema del sistema en Excel con todos los componentes de la bomba de calor y los intercambiadores calculados anteriormente.

## 6.10. Análisis termodinámico de la bomba de calor

Se hizo un análisis de todos los componentes de acuerdo al ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. Se tomó en cuenta una temperatura ambiente de  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  para todos los cálculos, así como los datos técnicos del compresor y la válvula de expansión, siendo los únicos componentes seleccionados.

Se obtuvo los datos termodinámicos del refrigerante R-134a y el agua utilizando el programa CoolProp como complemento de Microsoft Excel, con el fin de obtener resultados más exactos.

### 6.10.1. Análisis compresor

1. Con las presiones y temperatura de entrada al compresor se obtuvo el valor de la entalpía y entropía en ese punto.
2. Con la presión de descarga del compresor y considerando que el proceso de compresión se lleva a cabo de manera isentrópica se determinó la entalpía y entropía isentrópica en la salida del compresor.
3. Se calculó la eficiencia isentrópica del compresor usando los datos de entalpía obtenidos en la entrada y salida del compresor con la ecuación (56) del marco teórico.
4. Se determinó el valor de la entalpía real en la salida del compresor considerando el flujo másico del refrigerante al que circula por el sistema y el valor de la entalpía en la entrada del compresor.
5. Se determinó la temperatura de salida de sobrecalentamiento en el compresor con la entalpía real calculada en el inciso anterior y la eficiencia real del compresor.
6. Finalmente, se determinó el trabajo realizado por el compresor según la ecuación (57) del marco teórico.

### 6.10.2. Análisis condensador

Para el análisis del condensador, se consideró las características de salida del compresor previamente calculado.

1. Se determinó las condiciones en la salida del condensador asumiendo de que el refrigerante en ese punto se encuentra como un líquido saturado por lo que su calidad es cero y la presión es igual a la presión de salida del compresor por ser un proceso a presión constante.
2. Se calculó con la ecuación (58) de la sección de marco teórico, la tasa de calor real liberado y entregado a la aplicación.

### 6.10.3. Análisis válvula de expansión

1. Se calculó las condiciones de entalpía y entropía en este componente considerando que en este componente existe una expansión isentálpica adiabática. Es decir, la entalpía de entrada a la válvula es igual a la entalpía a la salida de esta.
2. Se determinó el valor de la temperatura del refrigerante a la salida de la válvula de expansión considerando el valor de la entalpía del refrigerante a la salida del condensador.

#### 6.10.4. Análisis evaporador

1. Para el análisis del evaporador, se consideró las características a la salida de la válvula de expansión y a la entrada del compresor previamente calculado, así como el flujo másico al que fluye el agua por el espacio anular del intercambiador de calor.
2. Se calculó nuevamente la tasa de remoción de calor en la fuente utilizando la ecuación (55) del marco teórico.

#### 6.11. Cálculo del coeficiente de desempeño (COP) de la bomba de calor

Para determinar el valor del coeficiente de desempeño para la bomba se utilizó las ecuaciones (61) y (62) de la sección de marco teórico.

1. Se calculó el coeficiente de operación de refrigeración considerando la energía captada por la bomba de calor de la fuente y el trabajo real hecho por el compresor.
2. De la misma manera se calculó el coeficiente de operación de calentamiento, pero considerando la energía útil liberada en el condensador.
3. Se construyó una hoja de cálculo en Microsoft Excel para determinar dimensiones de los intercambiadores de calor y el coeficiente de operación de la bomba de calor para usuarios requieran una primera propuesta de diseño de la bomba de calor más adecuada para los requerimientos de enfriamiento en sus procesos.

#### 6.12. Evaluación y selección de las aplicaciones para la bomba de calor

Para definir en qué aplicación dentro del Laboratorio de Operaciones Unitarias se utilizaría la bomba de calor se realizó lo siguiente:

1. Se identificó en el Laboratorio de Operaciones Unitarias todos los equipos y procesos que requerían sistemas de calentamiento utilizando vapor.
2. Se hizo una evaluación en cada uno de los equipos identificados para determinar su modo de operación, las temperaturas requeridas de calentamiento y la frecuencia de uso de cada equipo.
3. Se hizo un cuadro comparativo en el que se evaluó todas las posibles aplicaciones de la bomba, para identificar en cuáles, la bomba de calor podría cumplir de acuerdo con las necesidades de calentamiento y temperaturas de trabajo.
4. De acuerdo con las temperaturas de la fuente y del refrigerante se evaluó si las temperaturas de condensación del refrigerante permitían alcanzar las temperaturas requeridas en las aplicaciones.

5. Se definió por motivos de cálculo que, el calor se cedería a una masa de agua en otro tanque del cual es posible distribuir a otros equipos agua caliente para cualquier proceso en el que se requiera.

### 6.13. Dimensionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza

Este tipo de intercambiador se diseñó para la bomba de calor que trabajará en el evaporador de simple efecto del Laboratorio de Operaciones Unitarias. Se utilizó el método de diseño para intercambiadores de calor de concha y tubos establecido por Sinnott y Kern, usando también las constantes y valores de referencia para realizar iteraciones. A continuación, se detallan los cálculos realizados:

1. Con las temperaturas de definidas en la sección 6.3 para las temperaturas de trabajo del agua y las elegidas anteriormente para el refrigerante, se planteó el balance de masa y energía para intercambiador, considerando que el calor del agua que fluye del lado de la coraza es igual al calor que gana el refrigerante al cambiar de fase de líquido a vapor.
2. Se estableció que los fluidos de trabajo al igual que en intercambiador de calor anterior serían refrigerante R-134a y agua.
3. Se definió que los materiales del intercambiador serían: cobre tipo M para la tubería interna y acero galvanizado para la coraza del intercambiador.
4. Se calculó la entalpía del fluido a la temperatura de entrada del refrigerante al compresor y la entalpía del gas a la presión de entrada en el compresor utilizando CoolProp en Excel.
5. Se calculó el flujo másico del refrigerante con el cálculo de las entalpías en el inciso anterior y el calor de la fuente.
6. Se estableció como primera iteración que el intercambiador de calor sería de un paso por los tubos y dos pasos por la coraza y se eligió el método de la temperatura media logarítmica para determinar el área de transferencia necesaria del intercambiador de calor.
7. Se calculó la temperatura media logarítmica considerando que ambos fluidos fluyen a contracorriente para maximizar el gradiente de temperatura entre ellos.
8. Se calculó el factor de corrección geométrico para el intercambiador y se aplicó a la carga de calor de la temperatura media logarítmica obtenida en el inciso anterior.
9. Se asumió como primera aproximación un coeficiente global de transferencia de calor. Este valor se obtuvo de la literatura de Sinnott, considerando los fluidos: R-134a y agua caliente.
10. Se determinó el área aproximada de transferencia de calor para el intercambiador usando la ecuación (36) del marco teórico.

11. Se definió las dimensiones de la tubería interna del intercambiador suponiendo como primera iteración tubería de cobre de 3/4 de pulgada tipo M.
12. Se asumió un primer valor para el largo de los tubos internos del intercambiador usando como referencia el largo aproximado del intercambiador que tiene instalado la torre de destilación del Laboratorio de Operaciones Unitarias.
13. Se calculó el área transversal de un tubo usando el diámetro de la tubería y con ello se calculó el número de tubos del intercambiador, el número de tubos por paso, el flujo másico y la velocidad del refrigerante dentro de los tubos.
14. Se calculó el diámetro del haz de tubos y de la coraza del intercambiador usando la ecuación (47) y (46), respectivamente de la sección de marco teórico.
15. Se calculó el coeficiente de transferencia interno de convección y el externo en la coraza para poder determinar el coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador (ver Ecuación 34).
16. Con el valor obtenido del coeficiente de transferencia de calor global, se iteró de nuevo hasta que el coeficiente global obtenido no variara en más del 30 % de error respecto al propuesto inicialmente, esto respecto a lo establecido por Sinnott y Kern.
17. Se estimó la caída de presión en los tubos y en la coraza del intercambiador usando la ecuación (53) y (54), respectivamente del marco teórico.
18. Se repitió el mismo diseño para un intercambiador de dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos.
19. Para determinar el intercambiador de calor adecuado para este sistema, se hizo iteraciones usando una hoja de cálculo de Excel hasta determinar las características con las cuales se minimizara el largo del intercambiador pero se maximizara el coeficiente global de transferencia de calor.
20. Se construyó un modelo matemático lineal usando las iteraciones realizadas previamente, para predecir el coeficiente global de transferencia del intercambiador en función únicamente del largo de los tubos internos del mismo.

#### 6.14. Cálculo de bombas centrífugas para circuitos cerrados

Desde la bomba de calor se dispone el circuito cerrado hasta el tanque para mantener el agua recirculando y el circuito que da servicio a la aplicación. Para esto, se calculó y seleccionó la bomba centrífuga adecuada para el sistema. Para esto se realizó lo siguiente:

1. Se determinó el caudal, la velocidad lineal del fluido y los diámetros de tubería con los que se diseñó los intercambiadores de calor.
2. Se determinó los tramos y longitud de tubería del circuito entre la bomba de calor y la fuente.
3. Se seleccionaron los accesorios necesarios para la instalación del circuito de la bomba.

4. Se calculó las caídas de presión por accesorios y las pérdidas de carga en la tubería del circuito de la bomba.
5. Se calculó el trabajo neto y la potencia requerida por la bomba para el circuito diseñado.
6. Se calculó la carga neta de succión positiva (NPSH) de la bomba.
7. Con los datos calculados se seleccionó el modelo de la bomba centrífuga necesaria para las condiciones del sistema evaluando diferentes proveedores.
8. Se obtuvo la ficha técnica de la bomba para establecer sus propiedades y condiciones de trabajo.

#### **7.1. Análisis y selección de la fuente de calor para las bombas de calor**

Se seleccionó el tanque de ahogamiento de vapor de la caldera pirotubular y el evaporador semi industrial de simple efecto como los equipos con mayor potencial para aprovechamiento de energía luego de la evaluación del resto de equipos en el Laboratorio de Operaciones Unitarias. Ambos equipos generan flujos de condensados que se producen por el uso de vapor durante la operación de los mismos.

Para el caso del tanque de ahogamiento, se evaluó, específicamente el aprovechamiento del calor del agua después de ahogar vapor como fuente de energía para aprovechar con la bomba de calor y además evitar el descarte de agua suave utilizada para la operación de la caldera del laboratorio. Mientras que, para el caso del evaporador de simple efecto, se evaluó la posibilidad de sustituir el sistema que va hacia la torre de enfriamiento por uno que use la bomba de calor y reducir la temperatura del agua de enfriamiento que se utiliza en los condensadores del equipo.

Cuadro 2: Análisis y selección de las fuentes de calor para las bombas de calor propuestas.

<i>Equipo</i>	<i>Frecuencia de uso</i> *	<i>Fluido</i>	<i>Tipo de fuente</i> <sup>a</sup>	<i>Volumen aproximado de condensados (L)</i>	<i>Temperatura de condensados (°C) mín/máx</i>
Tanque ahogamiento de vapor en caldera	frecuente	agua caliente	estática	163-196 <sup>b</sup>	40/100 <sup>c</sup>
Evaporador de simple efecto semi industrial	frecuente	agua caliente	dinámica	10-70	20/45

\* Ver anexos sección 12.7 para ver mayor detalle del proceso y características para la selección de los equipos en el laboratorio.\* Uso frecuencia aproximadamente de 2 a 5 veces en la semana.<sup>a</sup> Corresponde al estado de la fuente si esta está completamente estancada o fluye por una tubería.<sup>b</sup> Volumen aproximado de condensados producidos durante la operación de los equipos por el requerimiento de vapor. <sup>c</sup> Temperatura mínima y máxima que alcanzan los condensados.

## 7.2. Cálculo y dimensionamiento de la bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor de caldera

### 7.2.1. Condiciones y especificaciones del tanque de ahogamiento de vapor de la caldera

El sistema de captación consta de un tanque con agua y un intercambiador de captación instalado dentro del tanque. El tanque está abierto a la atmósfera y cuenta con un distribuidor de vapor en su interior, acoplado a la tubería que conduce el vapor del distribuidor general (manifold).

Cuadro 3: Parámetros de operación y condiciones determinadas para el tanque de ahogamiento de vapor en la caldera \*

<i>Condiciones de operación del tanque</i>	
Energía disponible aprovechable (kJ)	16,413 <sup>a</sup>
Tiempo mínimo para la remoción de la carga de calor (min)	15
Tasa de remoción de calor (kW)	18 <sup>b</sup>
Volumen de agua mínimo (inicial) en el tanque (L)	163 <sup>c</sup>
Altura máxima de agua en el tanque (m)	0.6
Altura mínima de agua en el tanque (m)	0.4 <sup>d</sup>
Volumen de agua agregada por corrida (m <sup>3</sup> )	0.0091 <sup>e</sup>
Número máximo de corridas que soporta el tanque	5
Volumen de agua luego de 5 corridas (m <sup>3</sup> )	0.21
Nivel de agua luego de 5 corridas (m)	0.15

\* Ver anexos sección 12.1 anexos para mayor detalle.<sup>a</sup> Es la energía disponible en el agua del tanque al disminuir la temperatura de 45°C a 25°C para la masa de agua final.<sup>b</sup> Potencia de diseño de la bomba de calor.<sup>c</sup> Masa de agua inicial con la que debe llenarse el tanque para cubrir completamente todos los orificios del distribuidor de vapor. <sup>d</sup>Nivel que alcanza la masa de agua inicial en el tanque. <sup>e</sup>Masa de agua que se agrega por corrida de ahogada de vapor.

Cuadro 4: Características y dimensiones del tanque de ahogamiento de vapor

<i>Dimensiones del tanque de ahogamiento de vapor</i>	
Altura del tanque (m)	0.810
Altura de la base del tanque (m)	0.40
Diámetro interno (m)	0.703
Diámetro externo (m)	0.707
Espesor de pared (m)	2x10 <sup>-3</sup>
Área (m <sup>2</sup> )	0.388
Volumen (m <sup>3</sup> )	0.314
Material de construcción	Acero inoxidable
Fluido	Agua
Aislamiento	no
Separación de la base del tanque al distribuidor de vapor (m)	0.1
Cantidad de corridas que soporta	5
Temperatura máxima del agua (°C)	45-50 <sup>a</sup>
Temperatura mínima del agua (°C)	20-25 <sup>b</sup>
Temperatura de diseño del agua máxima/mínima (°C)	45/25
Tiempo de ahogada de vapor (min)	≈ 5
Tiempo de vaciado del tanque y renovación de agua (min)	≈ 10

<sup>a</sup> Temperatura que alcanza el agua luego de ahogar vapor una vez en el tanque.<sup>b</sup> Temperatura del agua inicial a temperatura ambiente.

### 7.2.2. Dimensionamiento y evaluación del desempeño del intercambiador de captación

Con la hoja de cálculo construida para evaluar el intercambiador de calor de captación, se determinó que el sistema puede captar 16,413.04 kW en un tiempo mínimo de 15 minutos lo equivalente a una tasa de remoción de 18 kW. El intercambiador de calor diseñado es de tipo serpentín, construido con tubería de cobre tipo M sumergido en el tanque de ahogamiento de caldera. Funciona en un circuito cerrado con agua como fluido caloportador. A continuación, se detallan las características y dimensiones del intercambiador:

Cuadro 5: Características y dimensiones del intercambiador de captación

<i>Dimensiones del serpentín de captación*</i>	
Tasa de remoción de calor de la fuente (kW)	18
Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )	0.92
Longitud del intercambiador (m)	10.29
Coefficiente global de transferencia de calor (W/m <sup>2</sup> °C)	1313.2
Número de vueltas	5
Diámetro de una vuelta del serpentín (m)	0.60
Altura del serpentín (m)	0.255
Separación de las paredes del tanque (m)	0.1
Diámetro nominal tubería (m)	0.0254
Diámetro interno tubería (m)	0.0268
Diámetro externo tubería (m)	0.0286
Material tubería	Cobre tipo M
Flujo másico (kg/s)	0.84
Velocidad del fluido (m/s)	1.5
Fluido caloportador	Agua
Temperatura del fluido entrada/salida (°C)	10/30 <sup>a</sup>

\* Ver anexos sección 12.2 de anexos para mayor detalle.<sup>a</sup> 10 °C es la temperatura de entrada del agua al intercambiador de captación proveniente del evaporador de la bomba de calor y 30 °C es la temperatura a la salida del intercambiador de captación hasta la entrada del evaporador de la bomba de calor.

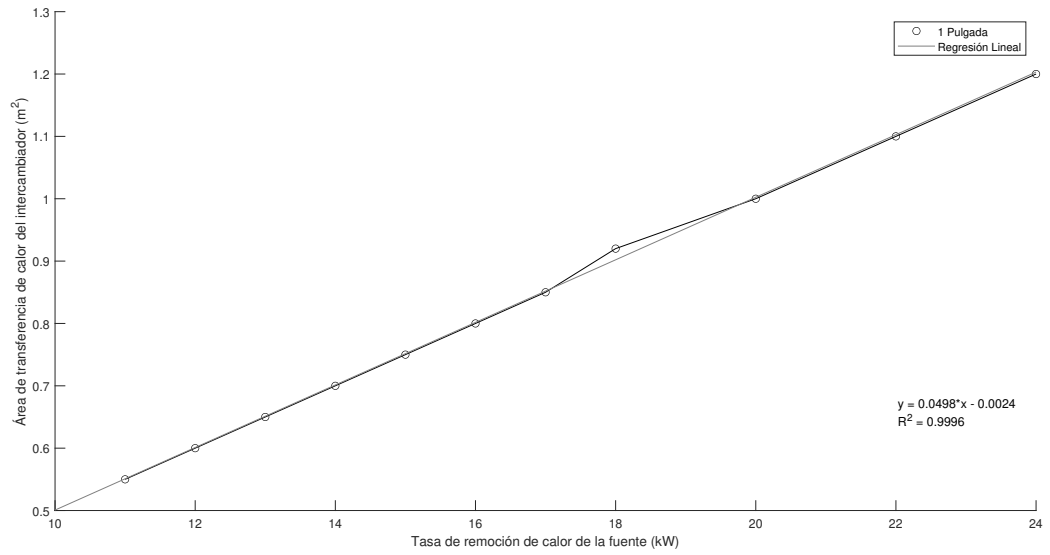


Figura 17: Área de transferencia de calor del intercambiador de captación en función de la tasa de remoción de calor en el tanque de ahogamiento para una tubería de cobre tipo M de 1 pulgada y una velocidad del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s

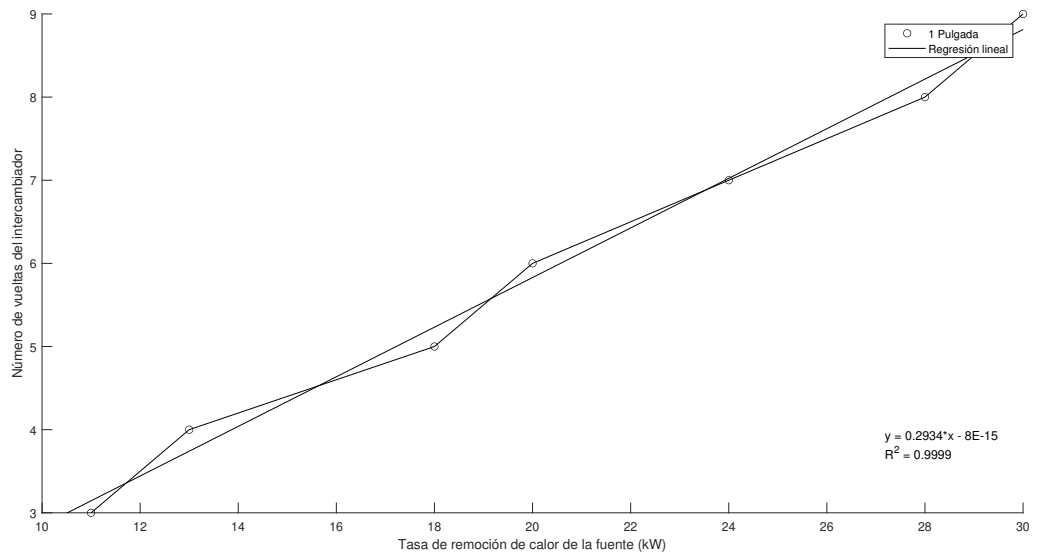


Figura 18: Número de vueltas del serpentín de captación en función de la tasa de remoción de calor en el tanque de ahogamiento para una tubería de cobre tipo M de 1 pulgada y una velocidad del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s

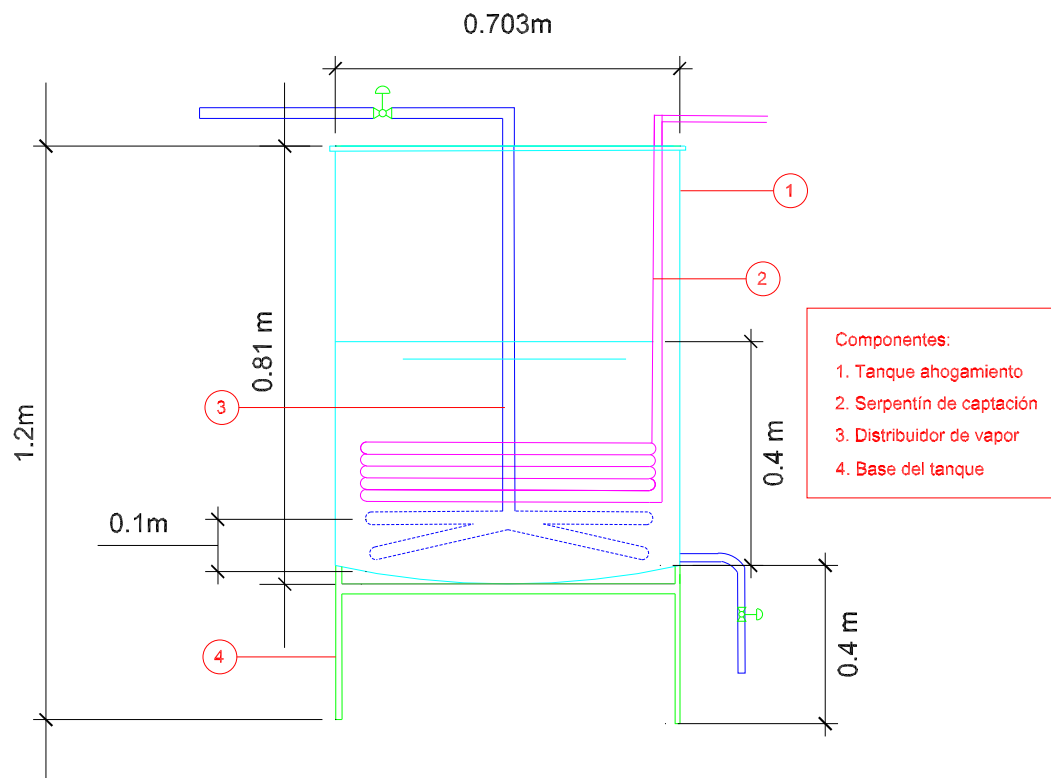


Figura 19: Diagrama del tanque de ahogamiento de vapor de caldera con el intercambiador de captación

### 7.2.3. Especificaciones bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor de la caldera

Cuadro 6: Especificaciones bomba de calor para aprovechamiento de calor residual en el tanque de ahogamiento de vapor de caldera

<b>ESPECIFICACIONES BOMBA DE CALOR PARA TANQUE DE AHOGAMIENTO DE VAPOR EN CALDERA</b>		
<b>FUNCIONAMIENTO</b>		
Capacidad de enfriamiento	kW	18
Rango capacidad de enfriamiento mín/máx	kW	10/25
COP de enfriamiento	-	4.6
COP de calentamiento	-	5.6
Capacidad de calentamiento directo en la aplicación	kW	22
<b>LÍMITES DE OPERACIÓN</b>		
Temperatura de diseño de la fuente mín/máx	°C	25/45
Rango de temperatura de la fuente mín/máx	°C	20/50
Temperatura de operación del fluido externo entrada/salida	°C	30/10
Rango de temperatura del circuito del refrigerante Te/Tc	°C	5/50
Rango de temperatura de la aplicación mín/máx	°C	50/65
Presión mín/máx del circuito del refrigerante	kPa	350/1318
<b>FLUIDOS DE TRABAJO</b>		
Flujo másico refrigerante	kg/s	0.139
Rango flujo de operación del refrigerante mín/máx	kg/s	0.08/0.18
Flujo másico del agua	kg/s	0.84
Rango flujo de operación del agua mín/máx	kg/s	0.6 /0.85
Fluido interno	-	R134a
Fluido externo	-	Agua suave
<b>SISTEMA ELÉCTRICO</b>		
Fuente	V	208-230 trifásica
Ciclos	Hz	60
Amperaje	A	18.18
Potencia eléctrica de consumo	kW	5.793
<b>APLICACIÓN</b>		
Lugar de instalación	-	externa/ interna
Tipo	-	hidrotérmica/ aerotérmica
Fuente	-	agua caliente/ calor residual
Volumen de agua en la fuente mín/máx	m <sup>3</sup>	0.16/0.23
Aplicaciones directas de baja entalpía	-	Precalentamiento (agua/aire) agua caliente Calef/refrig

<b>DIMENSIONES</b>		
Ancho	m	1
Alto	m	0.8
Largo	m	1.2
Área ocupada	m <sup>2</sup>	0.96
Volumen ocupado	m <sup>3</sup>	0.96
<b>COMPONENTES</b>		
<b>COMPRESOR</b>		
Marca	-	Danfoss
Modelo	-	MLZ066T2A
Tipo	-	Scroll
Arreglo	-	simple
Velocidad	-	variable
Refrigerante	-	R134a
Revoluciones	rpm	3,500
Capacidad de enfriamiento mín/máx	kW	10/25
Capacidad de enfriamiento de diseño	kW	19.66
COP enfriamiento	-	3.39
Potencia eléctrica	kW	5.793
Flujo másico refrigerante	kg/s	0.139
Temperatura de evaporación/condensación	°C	5/50
Eficiencia	-	0.77
<b>VÁLVULA DE EXPANSIÓN</b>		
Marca	-	Danfoss
Modelo	-	067B3298
Tipo	-	Termostática TE5-02
Tamaño de orificio	-	2
Capacidad nominal	kW	20.2
Capacidad mínima	kW	6.62
Carga	%	98
Caída de presión del distribuidor	kPa	968
Flujo másico refrigerante	kg/s	0.139
Temperatura evaporación/condensación de diseño	°C	5/50
Estado	-	abierta
Actuador	-	sin

Cuadro 7: Dimensiones del evaporador de la bomba de calor para el tanque de ahogamiento de vapor en la caldera

<i>Dimensiones evaporador bomba de calor</i>		
Tasa de remoción de calor de la fuente (kW)	18 <sup>a</sup>	
Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )	1.0	
Longitud del intercambiador (m)	11.84	
Coefficiente global de transferencia de calor (W/m <sup>2</sup> °C)	1679.3	
Número de vueltas	8	
Diámetro de una vuelta del serpentín (m)	0.5	
Altura del intercambiador (m)	0.3	
Tubería	Externa	Interna
Diámetro nominal (m)	0.0191	0.0064
Diámetro interno (m)	0.0209	0.0083
Material de construcción	Polietileno HD	Cobre tipo M
Fluido	agua	R134a
Flujo másico (kg/s)	0.84	0.14
Temperatura entrada del fluido (°C)	30	5
Temperatura salida del fluido (°C)	10	50

<sup>a</sup> La misma tasa de remoción de calor en el intercambiador de captación del tanque de ahogamiento.

Cuadro 8: Dimensiones del condensador de la bomba de calor para el tanque de ahogamiento de vapor en la caldera

<i>Dimensiones condensador bomba de calor</i>		
Capacidad de calentamiento en la aplicación (kW)	22 <sup>a</sup>	
Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )	0.47	
Longitud del intercambiador (m)	15.69	
Coefficiente global de transferencia de calor (W/m <sup>2</sup> °C)	1398.9	
Número de vueltas	10	
Diámetro de una vuelta del serpentín (m)	0.5	
Altura del intercambiador (m)	0.4	
Tubería	Externa	Interna
Diámetro nominal (m)	0.0191	0.0064
Diámetro interno (m)	0.0209	0.0083
Material de construcción	Polietileno HD	Cobre tipo M
Fluido	agua	R134a
Flujo másico (kg/s)	0.22	0.14
Temperatura entrada del fluido (°C)	25 <sup>b</sup>	5
Temperatura salida del fluido (°C)	50	50

<sup>a</sup> Potencia aprovechable directamente en la aplicación.<sup>b</sup> Temperatura que puede variar de acuerdo a la temperatura ambiente.

### 7.3. Estimación del coeficiente de operación para la bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor de la caldera

Cuadro 9: Coeficiente de operación de enfriamiento y calentamiento de la bomba de calor para tanque de ahogamiento de caldera

<i>Coeficiente de desempeño de la bomba de calor</i>	
$COP_{enfriamiento}$	$COP_{calentamiento}$
4.6 <sup>a</sup>	5.6 <sup>b</sup>

<sup>a</sup> Corresponde a la razón a la que se retira toda la energía del agua del tanque de ahogamiento<sup>b</sup> Corresponde a la razón de operación de la bomba de calor directamente en la aplicación para calentamiento.

### 7.4. Modelo 3D del sistema propuesto para la bomba de calor y sus intercambiadores de calor

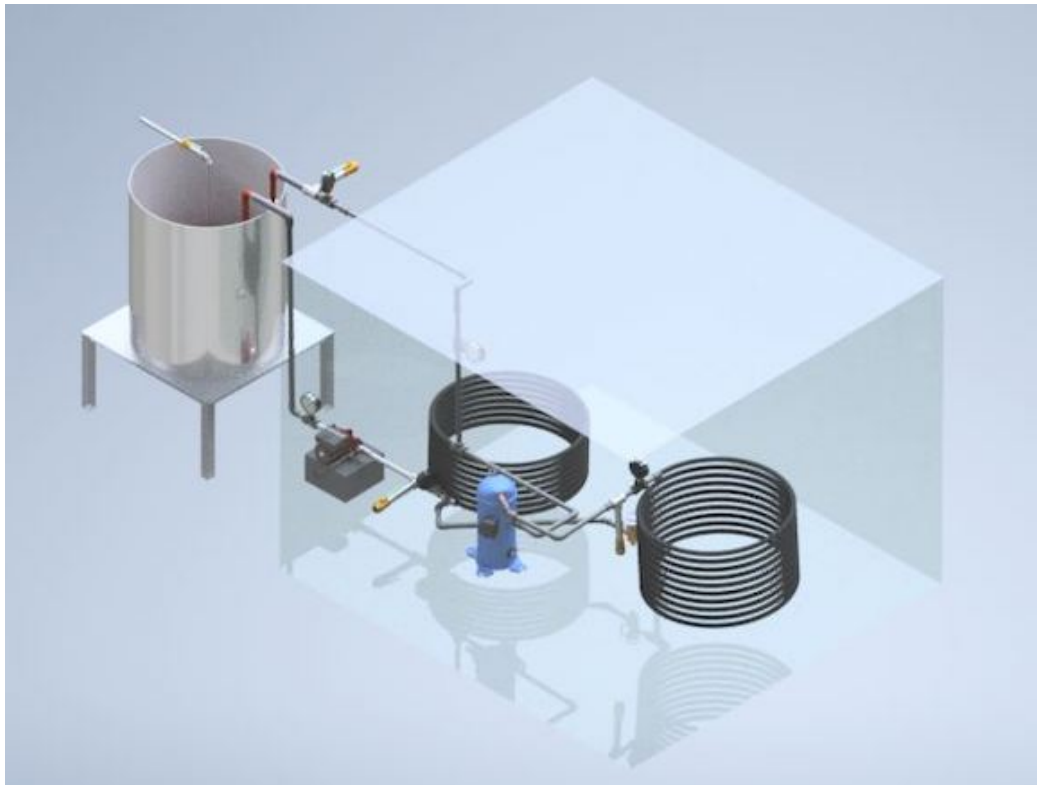


Figura 20: Vista plano 3D instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera

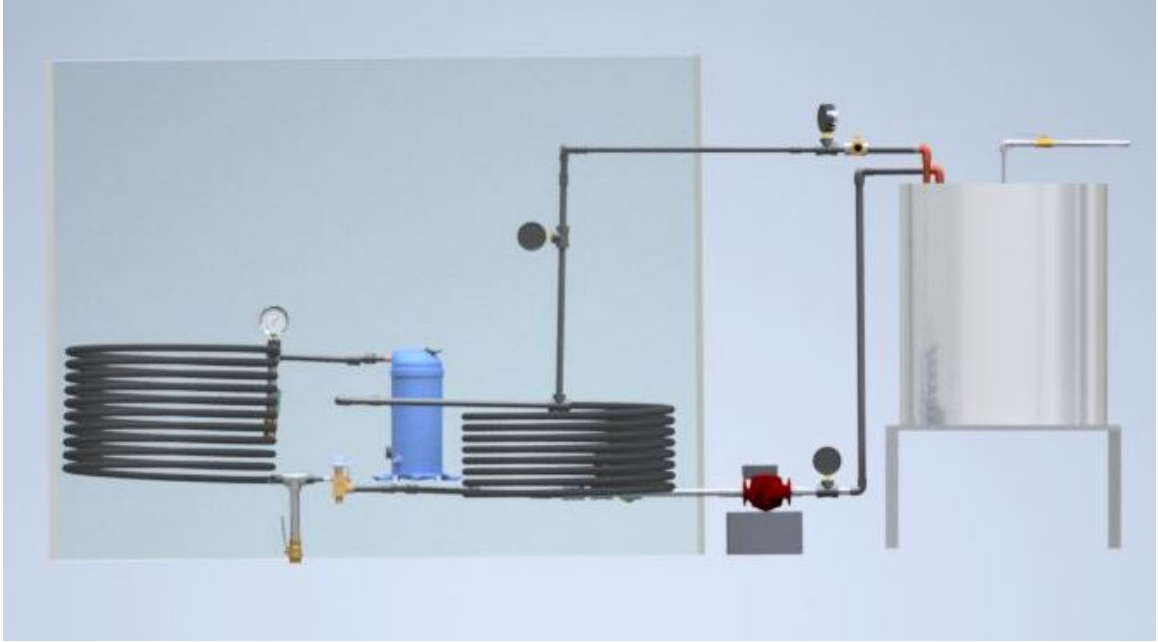


Figura 21: Vista 3D instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera

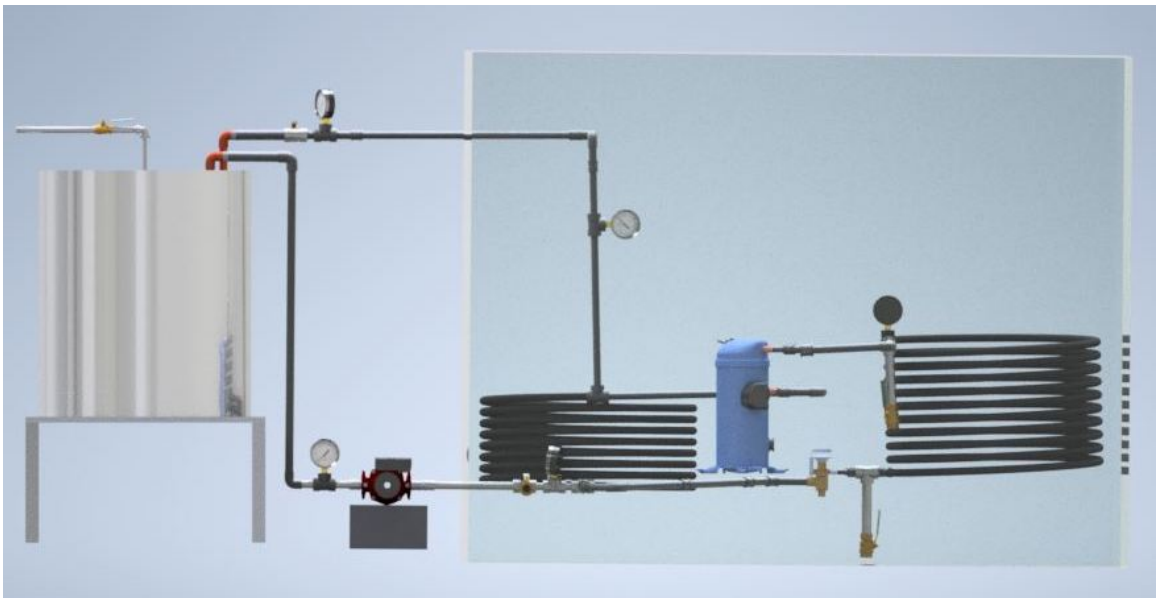


Figura 22: Vista 3D instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera

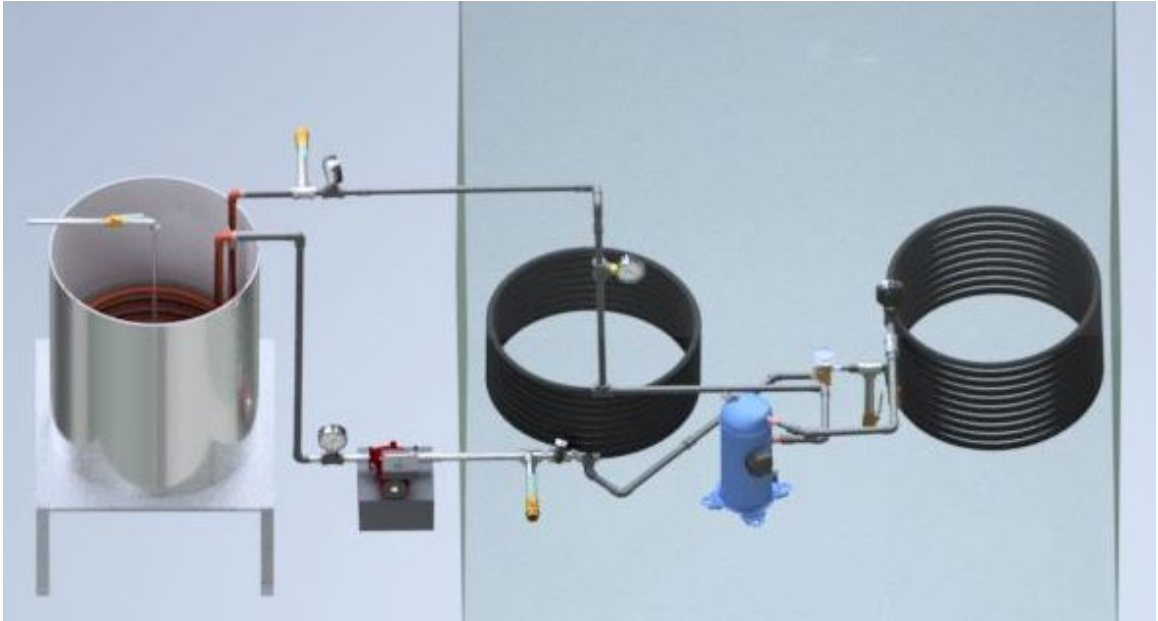


Figura 23: Vista planta 3D instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera

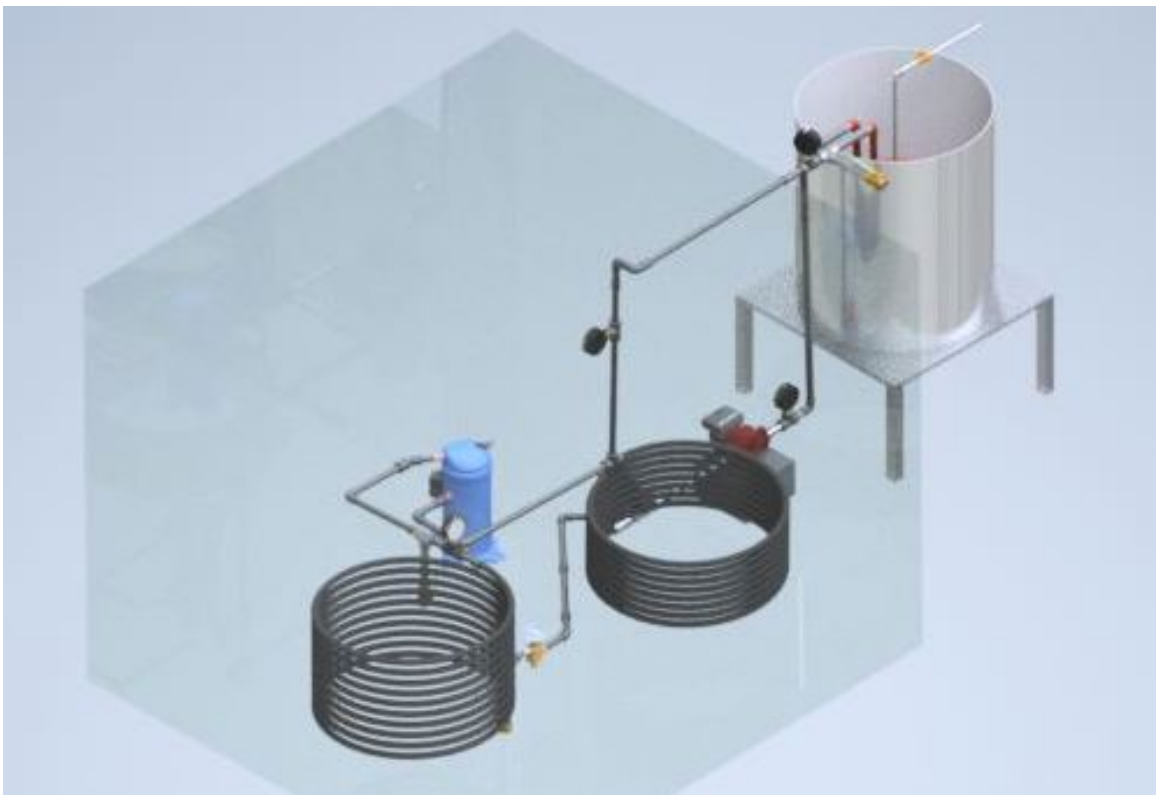


Figura 24: Vista planta 3D instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera

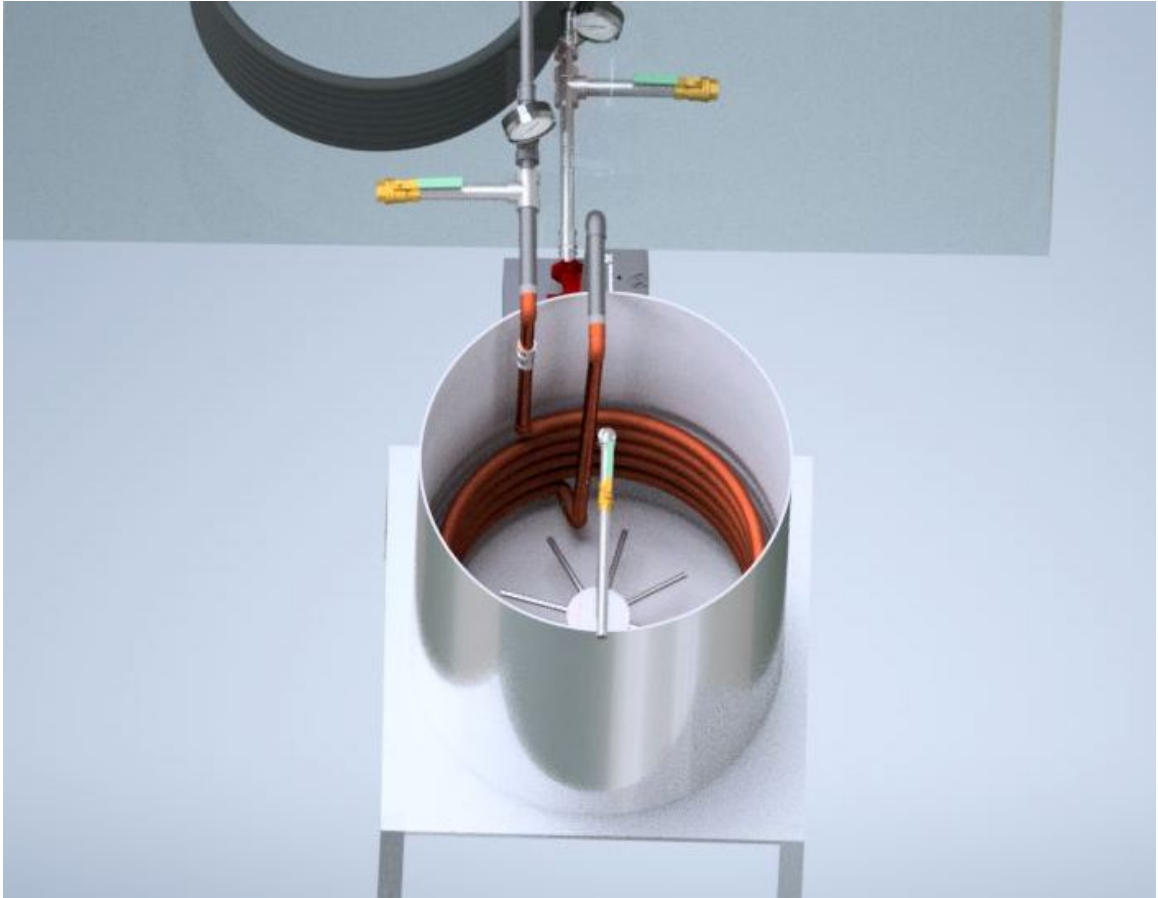


Figura 25: Vista planta 3D instalación intercambiador de calor de captación en el tanque de ahogamiento de vapor de caldera



Figura 26: Vista planta 3D instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera

## 7.5. Dimensionamiento de la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto

### 7.5.1. Especificaciones de la bomba de calor dimensionada para el evaporador de simple efecto

Cuadro 10: Especificaciones bomba de calor para aprovechamiento de calor en el evaporador de simple efecto

<b>ESPECIFICACIONES BOMBA DE CALOR PARA EVAPORADOR DE SIMPLE EFECTO</b>		
<b>FUNCIONAMIENTO</b>		
Capacidad de enfriamiento	kW	12
Rango capacidad de enfriamiento mín/máx	kW	10/20
COP de enfriamiento	-	4.6
COP de calentamiento	-	5.6
Capacidad de calentamiento directo en la aplicación	kW	15
<b>LÍMITES DE OPERACIÓN</b>		
Temperatura de diseño de la fuente mín/máx	°C	20/30
Rango de temperatura de la fuente mín/máx	°C	20/35
Temperatura de operación del fluido externo entrada/salida	°C	30/20
Rango de temperatura del circuito del refrigerante $T_e/T_c$	°C	5/50
Rango de temperatura de la aplicación mín/máx	°C	40/55
Presión mín/máx del circuito del refrigerante	kPa	350/1318
<b>FLUIDOS DE TRABAJO</b>		
Flujo másico refrigerante	kg/s	0.09
Rango flujo de operación del refrigerante mín/máx	kg/s	0.08/0.18
Flujo másico del agua	kg/s	0.28
Rango flujo de operación del agua mín/máx	kg/s	0.13 /0.38
Fluido interno	-	R134a
Fluido externo	-	Agua suave
<b>SISTEMA ELÉCTRICO</b>		
Fuente	V	208-230 trifásico
Ciclos	Hz	60
Amperaje	A	10.17
Potencia eléctrica de consumo	kW	3.24
<b>APLICACIÓN</b>		
Lugar de instalación	-	externa/interna
Tipo	-	hidrotérmica
Fuente	-	agua caliente/ calor residual
Aplicaciones directas de baja entalpía	-	Precalentamiento (agua/aire) Agua caliente Calef/refrig

<b>DIMENSIONES</b>		
Ancho	m	1
Alto	m	0.8
Largo	m	1.4
Área ocupada	m <sup>2</sup>	1.12
Volumen ocupado	m <sup>3</sup>	1.12
<b>COMPONENTES</b>		
<b>COMPRESOR</b>		
Marca	-	Danfoss
Modelo	-	MLZ038T2A
Tipo	-	Scroll
Arreglo	-	simple
Velocidad	-	variable
Refrigerante	-	R134a
Revoluciones	rpm	3,500
Capacidad de enfriamiento mín/máx	kW	5/20
Capacidad de enfriamiento de diseño	kW	11.03
COP enfriamiento	-	3.4
Potencia eléctrica	kW	3.24
Flujo másico refrigerante	kg/s	0.09
Temperatura de evaporación/condensación	°C	5/50
Eficiencia	-	0.77
<b>VÁLVULA DE EXPANSIÓN</b>		
Marca	-	Danfoss
Modelo	-	067B3297
Tipo	-	Termostática TE5-01
Tamaño de orificio	-	1
Capacidad nominal	kW	14.6
Capacidad mínima	kW	4.76
Carga	%	98
Caída de presión del distribuidor	kPa	968
Flujo másico refrigerante	kg/s	0.139
Temperatura evaporación/condensación de diseño	°C	5/50
Estado	-	abierta
Actuador	-	sin

Cuadro 11: Dimensiones del evaporador de la bomba de calor para el evaporador de simple efecto

<i>Dimensiones evaporador bomba de calor</i>		
Tasa de remoción de calor de la fuente (kW)	12 <sup>a</sup>	
Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )	0.56	
Longitud del intercambiador (m)	21.69	
Coefficiente global de transferencia de calor (W/m <sup>2</sup> °C)	1212.0	
Número de vueltas	10	
Diámetro de una vuelta del serpentín (m)	0.7	
Altura del intercambiador (m)	0.4	
Tubería	Externa	Interna
Diámetro nominal (m)	0.0191	0.0064
Diámetro interno (m)	0.0209	0.0083
Material de construcción	Polietileno HD	Cobre tipo M
Fluido	agua	R134a
Flujo másico (kg/s)	0.28	0.09
Temperatura entrada del fluido (°C)	30	5
Temperatura salida del fluido (°C)	20	50

<sup>a</sup> *Energía disponible al disminuir la temperatura del agua de 30 °C a 20 °C para un flujo volumétrico de agua a 17 L/min proveniente de los condensadores del evaporador de simple efecto.*

Cuadro 12: Dimensiones del condensador de la bomba de calor para el evaporador de simple efecto

<i>Dimensiones condensador bomba de calor</i>		
Capacidad de calentamiento en la aplicación (kW)	15	
Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )	0.43	
Longitud del intercambiador (m)	14.25	
Coefficiente global de transferencia de calor (W/m <sup>2</sup> °C)	1068.1	
Número de vueltas	8	
Diámetro de una vuelta del serpentín (m)	0.6	
Altura del intercambiador (m)	0.3	
Tubería	Externa	Interna
Diámetro nominal (m)	0.0191	0.0064
Diámetro interno (m)	0.0209	0.0083
Material de construcción	Polietileno HD	Cobre tipo M
Fluido	agua	R134a
Flujo másico (kg/s)	0.12	0.09
Temperatura entrada del fluido (°C)	25 <sup>a</sup>	5
Temperatura salida del fluido (°C)	50	50

<sup>a</sup> *Temperatura que puede variar de acuerdo a la temperatura ambiente.*

Cuadro 13: Coeficiente de operación de enfriamiento y calentamiento de la bomba de calor para evaporador de simple efecto

<i>Coeficiente de desempeño de la bomba de calor</i>	
$COP_{enfriamiento}$	$COP_{calentamiento}$
4.6 <sup>a</sup>	5.6 <sup>b</sup>

<sup>a</sup> *Corresponde a la razón a la que se retira toda la energía del agua de enfriamiento del evaporador de simple efecto*<sup>b</sup> *Corresponde a la razón de operación de la bomba de calor directamente en la aplicación para calentamiento.*

---

## Análisis de resultados

---

El sistema de bomba de calor propuesto está compuesto por tres unidades (circuitos) principales: intercambiador de captación, bomba de calor e intercambiador de la aplicación. Con estos tres circuitos se transporta energía térmica entre la fuente de captación y la aplicación seleccionada. Luego de la evaluación e identificación de las fuentes de calor residual en el Laboratorio de Operaciones Unitarias, (como se mencionó en la metodología) se seleccionó el tanque de ahogamiento de vapor de la caldera pirotubular y el evaporador semi industrial de simple efecto como los equipos con mayor potencial para aprovechamiento de energía. Ambos equipos generan flujos de condensados que se producen por el uso de vapor durante la operación de los mismos. Además, los condensados generados poseen temperaturas entre  $30^{\circ}C$  a  $70^{\circ}C$ , temperaturas que aún tienen un alto potencial de aprovechamiento como fuentes para las bombas de calor diseñadas.

Para el caso del tanque de ahogamiento, se evaluó, específicamente el aprovechamiento del calor del agua después de ahogar vapor como fuente de energía para aprovechar con la bomba de calor y además evitar el descarte de agua suave utilizada para la operación de la caldera del laboratorio. Mientras que, para el caso del evaporador de simple efecto, se evaluó la posibilidad de sustituir el sistema que va hacia la torre de enfriamiento por uno que use la bomba de calor y reducir la temperatura del agua de enfriamiento que se utiliza en los condensadores del equipo. En ambos casos, la bomba de calor retira el calor del agua caliente de la fuente y aumenta la temperatura, para su aprovechamiento directo en una aplicación o proceso dentro del Laboratorio de Operaciones Unitarias.

Se propuso dos bombas de calor, una para cada equipo seleccionado. La única diferencia entre ellas es que su diseño varía dependiendo del estado de la fuente. La fuente de calor residual de la cual se obtiene la energía, se clasificó como fuente estática y fuente dinámica.

La fuente estática representa a una fuente de agua caliente que no tiene movimiento y que está necesariamente acumulada en un recipiente, tanque o similar. Mientras que la fuente

dinámica, es agua caliente que fluye por una tubería y entra directamente a la bomba de calor. La bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento corresponde a un diseño de fuente estática, y la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto semi industrial, tiene una fuente dinámica.

## 8.1. Evaluación del tanque de ahogamiento de vapor en caldera

Según la evaluación realizada en el tanque de ahogamiento de vapor durante la operación de la caldera, se determinó que la cantidad de energía disponible promedio y que podría ser aprovechable es de 16,413.0 kJ en un tiempo mínimo de 15 minutos, lo equivalente a una tasa de remoción de calor de 18 kW para que el agua esté a 25°C. Esta energía corresponde a la energía liberada cuando 196 kg de agua disminuye su temperatura desde 45 a 25°C. Este es el rango de temperaturas a las que está operando el tanque debido a que después de ahogar vapor una vez en el tanque, el agua aumenta su temperatura desde aproximadamente 25°C hasta una temperatura promedio de 45°C (ver Cuadro 15). Debido a que el tanque no se encuentra aislado y está abierto a la atmósfera, hay pérdidas de energía en el sistema. Si el tanque estuviese aislado, habría un mejor aprovechamiento de energía porque las pérdidas de energía se reducirían, lo que representaría un punto de mejora en los equipos evaluados.

Este tanque se llena aproximadamente con 163 litros (0.163 m<sup>3</sup>) de agua limpia a temperatura ambiente. Cuando el tanque se llena a aproximadamente 51 % de la capacidad total, la altura del nivel del agua es de 0.40 m. Esta es la cantidad necesaria de agua para ahogar vapor sin que los orificios del distribuidor dentro del tanque estén expuestos. Luego de una corrida de ahogamiento de vapor, el agua alcanza un nivel de 0.43 m ya que, en cada ahogada de vapor, se agregan en promedio 0.0091 m<sup>3</sup> de agua. En la primera corrida se alcanza una temperatura aproximada del agua de 45°C. Para nuevamente ahogar vapor se necesita vaciar completamente el tanque y renovarlo con 163 litros de agua a temperatura ambiente. Si el tanque no se vacía, se determinó que, para una segunda ahogada de vapor, el agua alcanza una temperatura aproximada de 75°C ya que aquí hay evaporación flash y para una tercera corrida ya existe evaporación flash muy desarrollada, lo cual provoca que el vapor no condense y se pierda casi completamente. En cada vaciado del tanque se descarta 0.17 m<sup>3</sup> y si se considera realizar cinco ciclos de producción de vapor en la caldera para hacer las evaluaciones de eficiencia, se descartaría 0.85 m<sup>3</sup> de agua.

El uso de la bomba de calor en este sistema permitiría remover el calor del agua y mantenerla a 25°C, de tal manera que no sea necesario vaciar completamente el tanque en cada corrida sino únicamente hasta después de cinco ciclos de la caldera. Esta cantidad se definió luego de la evaluación del tanque, considerando que el nivel de agua mínimo para ahogar vapor en el tanque es de  $0.4 \pm 0.05$  m y por cada proceso de ahogamiento de vapor, el nivel de agua aumenta 0.03 m. Luego de cinco ciclos de ahogamiento de vapor, el nivel de agua aumentaría a aproximadamente 0.55 m sin tener que vaciar completamente el tanque. Por lo que luego de cinco ciclos, únicamente será necesario descartar 0.06 m<sup>3</sup> de agua, para mantener el volumen mínimo de agua a 0.163 m<sup>3</sup>. En este caso, no es necesario renovar nuevamente la cantidad de agua en el tanque con agua a temperatura ambiente, sino que la bomba se encargaría de mantenerla a aproximadamente 25°C y aprovechar al mismo

tiempo el calor que está removiendo del agua para aumentarle la temperatura y utilizarlo directamente en una aplicación.

La bomba de calor ayudaría a reducir el descarte de un volumen considerable de agua suave que se emplea para la operación de la caldera y que para hacer uso de ella, es necesario hacerla pasar por resinas poliméricas para reducir su dureza. Este tratamiento, representa un costo alto que podría reducirse si el agua suave, en vez de ser descartada se mantenga en un circuito cerrado con la caldera para mantenerla recirculando.

## 8.2. Dimensionamiento y evaluación del desempeño del intercambiador de calor de captación

Para que la bomba de calor mantenga el agua del tanque a las condiciones mencionadas, es necesario un intercambiador de captación instalado dentro del tanque que permita extraer la energía y llevarla hacia el evaporador de la bomba de calor para que el refrigerante inicie su ciclo termodinámico. Es importante considerar que el tiempo de remoción de calor en el tanque es el tiempo que establece el flujo de energía. Por tanto, a mayor tiempo, la tasa de remoción disminuye y esto permite que el compresor de la bomba de calor sea de baja potencia. Para sistemas de recuperación de energía disponible de baja calidad y de baja temperatura (entre  $30^{\circ}C$  a  $60^{\circ}C$ ), se requiere una bomba de calor que trabaje con un compresor de baja potencia para asegurar que el sistema sea energéticamente eficiente. Si el compresor de la bomba de calor requiere más energía para su funcionamiento de la energía que se puede aprovechar directamente desde la fuente de calor residual, este sistema no es energéticamente eficiente y, por lo tanto, la bomba de calor no tendría sentido.

De acuerdo a la carga de calor disponible en el tanque y el tiempo determinado de operación de la bomba de calor, se estableció una tasa de remoción promedio de calor de 18 kW, potencia que el intercambiador de captación debe tener para remover la energía y que se mantenga el agua del tanque a  $25^{\circ}C$ . Con esto se evita que el agua del tanque se tenga que descartar por ciclo de ahogamiento como se mencionó anteriormente. Para esto, la bomba de calor debe operar por lotes, para ello es necesario llenar el tanque de agua hasta el volumen mínimo requerido de  $0.163\text{ m}^3$ . Posteriormente, se activa la caldera hasta que la misma alcance una presión entre 85 y 95 psi. Cuando se alcanza esta presión, se abre el sistema de válvulas, incluyendo las del distribuidor (manifold), para permitir que el vapor llegue al tanque de ahogamiento hasta que finalmente se abre la válvula de descarga de vapor en el tanque. La bomba de calor debería iniciar su funcionamiento en el momento en que se inicia el ahogamiento del vapor por primera vez en el tanque, para extraer la energía del tanque. Con esto se enfría el agua a  $25^{\circ}C$  para que nuevamente se pueda ahogar vapor. Este proceso requeriría 15 minutos como mínimo, en tiempo de operación de la bomba de calor, mientras se hace la medición de las variables de operación, vaciar y llenar nuevamente el tanque. Cuando se ha realizado cinco corridas de ahogamiento, el tanque habrá alcanzado un volumen aproximado de  $0.20\text{ m}^3$  (o un nivel de 0.55 m). En este momento se abriría la válvula de descarga del tanque para descartar únicamente  $0.06\text{ m}^3$  de agua a temperatura ambiente.

El intercambiador de captación que trabaja en conjunto con la bomba de calor se calculó

considerando que estaría sumergido todo el tiempo dentro del agua a enfriar e instalado dentro del tanque, y que se utilizaría agua como fluido caloportador para extraer la energía del tanque a una tasa de 18 kW. Este intercambiador debe funcionar en un circuito cerrado porque establece el intercambio de calor con el refrigerante (fluido termodinámico), el fluido y la bomba de calor.

Según la literatura, las velocidades típicas de diseño para el agua fluyendo en tuberías lisas es entre 1 a 2 m/s y normalmente para los intercambiadores tipo serpentín, sumergidos en agua, se emplea tubería lisa de 3/4 a 2 pulgadas. Considerando esto, se supuso como primer diseño una velocidad de 1 m/s en una tubería de cobre de 0.0254 m (1 in), además, para el cálculo del coeficiente global de transferencia se identificó que existe convección natural entre el agua del tanque y la superficie externa del serpentín, conducción por las paredes de la tubería de cobre y convección forzada interna en el agua que fluye dentro del intercambiador. Con estas suposiciones se construyó una hoja de cálculo que permitió evaluar para diferentes velocidades de flujo y para diferentes diámetros de tubería, el intercambiador con la menor área y largo de transferencia, el menor número de vueltas y el mayor coeficiente de transferencia de calor. El simulador considera que el agua del tanque se mantiene en un rango de temperatura de  $25^{\circ}\text{C}$  a  $45^{\circ}\text{C}$ , que el agua fluyendo por el circuito cerrado sale a  $30^{\circ}\text{C}$  del tanque y entra al mismo a  $10^{\circ}\text{C}$  cuando sale de la bomba de calor y que la temperatura ambiente es a  $25^{\circ}\text{C}$ . A estas temperaturas se mantiene el salto térmico necesario que debe tener el agua para poder remover el calor de la fuente a la tasa de 18 kW.

El intercambiador de calor diseñado es de tipo serpentín ya que, según la literatura es la forma más simple y económica para transferir energía en instalaciones dentro de tanques. Además, porque permite ser doblado en diferentes formas para aprovechar de mejor manera el área disponible dentro del tanque, y especialmente, porque permite ser removido y limpiarse con facilidad. En el caso de instalar una chaqueta externa en el tanque, se requeriría hacer cambios en el mismo. El intercambiador de tipo serpentín podría removerse si es necesario y el tanque quedaría intacto. Además, como se trata de una fuente estática, no es posible emplear un intercambiador de concha y tubos o de placas, debido a que para este tipo de intercambiadores se requiere que el fluido se mantenga en movimiento para que pueda transferir calor a otro fluido.

El material seleccionado para su construcción al igual que el resto de los intercambiadores de este sistema, es tubería de cobre. Como se hace referencia en el marco teórico, el cobre es un material con buenas propiedades de conducción, lo que le permite recuperar la misma cantidad de energía con un grosor de pared más delgado que el requerido por otros materiales como aluminio o acero. Como se trata de un sistema de aprovechamiento de calor residual, las temperaturas (entre  $30^{\circ}\text{C}$  a  $60^{\circ}\text{C}$ ) y presiones de trabajo son bajas (entre 5 a 20 kPa) lo cual hace posible utilizar tubería con paredes delgadas y con ello para mejorar y facilitar la transferencia de calor entre los fluidos. Por esta razón se utilizó tubería de cobre tipo M ya que, como se detalla en el marco teórico, de los tres tipos, es la tubería con el menor espesor de pared y además soporta presiones bajas de trabajo. Este tipo de tubería de cobre se utiliza para aplicaciones de calentamiento y enfriamiento a baja presión y temperatura, tipo que resulta apto para este sistema.

Para evaluar las condiciones de operación a las que el intercambiador de captación requeriría las menores medidas, se hizo una serie de iteraciones utilizando el simulador previamente descrito. Este simulador permitió establecer la velocidad y el diámetro de tubería de cobre

tipo M para obtener el intercambiador con el mayor coeficiente global de transferencia, la menor área de transferencia y el menor número de vueltas del serpentín para remover del tanque la energía a una tasa de 18 kW y con esto establecer las medidas más adecuadas para el intercambiador. Las velocidades empleadas de flujo fueron 1, 1.5 y 2 m/s y diámetros de tubería de cobre tipo M de 0.0064 m (1/4 in), 0.0127 m (1/2 in), 0.0191 m (3/4 in) y 0.0254 m (1 in), datos que se presentan en la sección 12.2 de anexos (Figuras 27 a 36).

De este análisis se obtuvo que, a menor diámetro de tubería, el área de transferencia disminuye y el coeficiente global y el número de vueltas aumenta. Sin embargo, se determinó que a diámetros de tubería de 0.0191 m (3/4") y de 0.0245 m (1") con velocidades a 1 y 1.5 m/s, se obtiene la menor longitud del intercambiador entre un rango de 10 a 14 m y el menor número de vueltas entre un rango de 5 a 7, considerando que el diámetro de una vuelta del serpentín es de 0.6 m (diámetro externo) (ver Cuadro 19 y 29). De acuerdo a esto, se estableció que el diseño del intercambiador de captación es con tubería de cobre tipo M de 0.0254 m (1"), el agua fluye a una velocidad lineal de 1.5 m/s, y el serpentín tiene 5 vueltas. Esto puede verse claramente en el Cuadro 4 de la sección 7.2 de resultados.

Con las medidas y características definidas anteriormente de diseño, se evaluó el desempeño del intercambiador de captación en función de la tasa de remoción de calor de la fuente. Con esto, se obtuvo un modelo lineal que permite predecir el área de transferencia necesaria y el número de vueltas que requiere el serpentín para remover calor de la fuente a potencias entre 10 a 25 kW. Los modelos obtenidos se presentan en el Cuadro 38.

## 8.3. Dimensionamiento del evaporador para la bomba de calor

### 8.3.1. Tanque de ahogamiento para caldera

El balance de masa y energía en el evaporador de la bomba de calor establece que toda la energía del agua caliente proveniente del tanque de ahogamiento es cedida al refrigerante para que este inicie su ciclo termodinámico en la bomba de calor y el agua retorne por el circuito cerrado hacia el tanque en donde vuelve a calentarse nuevamente. De acuerdo a esto, la potencia de diseño del evaporador de la bomba de calor es igual a la potencia de remoción de calor en la fuente (la que se da en el intercambiador de captación).

Este intercambiador se diseñó como un intercambiador de serpentín de tubos concéntricos. El serpentín, al igual que el de captación, es la forma más simple y económica para acoplarlo a la bomba de calor en comparación con otro tipo de intercambiadores como el de coraza y tubos o el de placas. Además, debido a la construcción y material, permite que el tubo de cobre sea doblado para formar las vueltas y aprovechar de mejor manera el área disponible. También permite ser transportado y limpiarse con facilidad, en comparación con otros tipos de intercambiadores. El tubo externo lo constituye una tubería de polietileno de alta densidad por su flexibilidad, durabilidad, bajo costo de instalación y sus propiedades aislantes. Este material es el preferido para la tubería de captación e intercambiadores de las bombas geotérmicas de calor. El tubo interno es de tubería de cobre tipo M por las mismas razones descritas en la sección anterior para el dimensionamiento del intercambiador de captación. Por el espacio anular fluye el agua caliente proveniente del intercambiador de captación y por el tubo interno fluye el refrigerante R-134a. Como se expresa en el marco

teórico, se eligió este refrigerante porque tiene una buena estabilidad térmica y química, baja toxicidad, no es corrosivo ni inflamable. Permite trabajar a bajas presiones y es uno de los refrigerantes que se utiliza en bombas de calor de tamaño mediano o pequeño para instalaciones de refrigeración y calefacción. Además, es un refrigerante económico, de uso común que puede conseguirse localmente.

Para el diseño del intercambiador, se calculó el coeficiente global de transferencia de calor considerando una convección interna forzada en el refrigerante porque es forzado a fluir por el compresor, conducción por la pared de la tubería de cobre y convección forzada externa en el agua que fluye por el espacio anular porque es bombeada hasta la aplicación. Con la analogía de Chilton-Colburn, se calculó inicialmente el número de Nusselt para un flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos (ver Ecuación (21) del marco teórico). Sin embargo, se determinó que la relación calculada del número de Nusselt con esta analogía, es una relación que puede dar errores en los cálculos hasta del 25 % cuando se trata de un diseño de intercambiadores. Por tanto, para el diseño del evaporador y el condensador de la bomba de calor, los coeficientes de transferencia, interno y externo, se calcularon nuevamente con la ecuación de Petukov (ver Ecuación (20)), ya que es una ecuación más precisa para diseño y reduce de manera considerable el error hasta menos del 10 %.

Considerando lo anterior, se construyó una hoja de cálculo en Microsoft Excel que permite determinar las dimensiones a las que el evaporador tiene la menor área de transferencia, el menor número de vueltas y el mayor coeficiente global de transferencia. La hoja de cálculo toma en cuenta que el flujo másico de agua en el intercambiador de captación es constante también en el evaporador de la bomba de calor porque el flujo se mantiene recirculando. Además, toma en cuenta que el refrigerante realiza su ciclo termodinámico iniciando a una temperatura de  $5^{\circ}\text{C}$  para hacer la evaporación con la energía que viene del intercambiador de captación y luego la condensación estando a  $50^{\circ}\text{C}$ , en el intercambiador que transfiere la energía al circuito de aplicación. En este se hizo una serie de iteraciones en las cuales se probó en un rango de velocidades entre 1 y 1.5 m/s, y diferentes pares de medidas de diámetro externo e interno, determinando las condiciones y diámetros de tubería en las cuales el intercambiador tiene menor número de vueltas y el más alto coeficiente de transferencia de calor. De esto se obtuvo que a un diámetro de tubería interno de 0.0064 m (1/4 in) y a un diámetro externo de 0.0191 m (3/4"), se obtiene el menor número de vueltas del serpentín (aproximadamente 8 vueltas), con un diámetro de 0.5 m por vuelta (diámetro externo), un coeficiente global de transferencia de  $1679.3 \text{ W/m}^2\text{C}$  (ver Cuadro 27 y 28) y un largo del intercambiador de 11.84 m.

Además, se determinó que mientras menor es el espacio anular entre los tubos, el área de transferencia y el largo del intercambiador disminuyen, pero el coeficiente global aumenta. Esto se debe a que mientras menor es el espacio entre los tubos, se genera más fricción y el fluido aumenta su velocidad lineal lo cual provoca turbulencia en la tubería. Esto favorece la transferencia de calor entre ambos fluidos ya que, si existe una buena transferencia de calor, el área se reduce y, en consecuencia, el número de vueltas del serpentín también. Sin embargo, es importante considerar que a pesar de que la transferencia de calor se favorece cuando el espacio anular entre los tubos es reducido, la caída de presión en la tubería aumenta porque se genera más fricción cuando el fluido pasa por ella y esto podría ocasionar que se requiera una mayor potencia de bombeo. Para que eso no suceda, se estableció que el diámetro interno del tubo externo debe ser 0.0127 m (0.5 in) mayor al diámetro externo del tubo interno del

intercambiador (ver Cuadro 37 al 41).

Para definir el rango de temperaturas de operación de la bomba de calor, se utilizó las hojas de cálculo previamente desarrolladas. En ellas, se evaluó el desempeño del evaporador dejando constante la temperatura del fluido termodinámico entrando al evaporador a  $5^{\circ}\text{C}$  y variando la temperatura de condensación entre  $40^{\circ}\text{C}$  a  $65^{\circ}\text{C}$  para diferentes diámetros de tubería (externa e interna) y velocidades lineales de flujo. Se obtuvo que, a medida que aumenta la temperatura de condensación, el número de vueltas, la longitud y el área de transferencia del intercambiador disminuyen, mientras que el coeficiente global de transferencia aumenta. Cuando la temperatura a la que el fluido termodinámico entra al condensador entre  $60^{\circ}\text{C}$  y  $65^{\circ}\text{C}$  se disminuye el número de vueltas del serpentín, pero se necesita mayor energía para alcanzar esa temperatura, lo cual provoca que se requiera más energía de la que se puede dar y obtener de la fuente de calor residual. Mientras que a una temperatura más baja entre  $40^{\circ}\text{C}$ - $45^{\circ}\text{C}$ , el uso de la bomba de calor no sería adecuado si se requieren temperaturas en la aplicación cercanas a esta. Por tanto, se definió que el rango más adecuado de la temperatura de aplicación de la bomba es entre  $50^{\circ}\text{C}$  y  $55^{\circ}\text{C}$  (ver sección 12.1.2 de Anexos). De acuerdo con las condiciones de diseño descritas anteriormente, se obtuvo dos modelos matemáticos lineales que permiten predecir el área de transferencia de calor del intercambiador y el número de vueltas del serpentín en función de la tasa de remoción de calor en la fuente (ver Cuadro 38 de la sección de anexos). Por tanto, el evaporador de la bomba de calor para 18 kW tendría 8 vueltas de 0.5 m de diámetro (diámetro externo de una vuelta), un área de  $1\text{ m}^2$  y un coeficiente global de transferencia de  $1679.3\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , y 8 vueltas (en el Cuadro 49 se presentan más detalles).

### 8.3.2. Evaporador de simple efecto

La finalidad de la bomba de calor diseñada para este sistema es sustituir el uso de la torre de enfriamiento por un sistema con bomba de calor que permita enfriar el agua necesaria para los condensadores del evaporador de simple efecto y al mismo tiempo, aprovechar la energía que se remueve del agua, energía que en la torre de enfriamiento se transfiere y se pierde al ambiente. El agua requerida de enfriamiento en el evaporador de simple efecto se obtiene por un circuito cerrado que va desde este equipo a  $30^{\circ}\text{C}$  hasta la torre de enfriamiento y regresa al evaporador como agua a aproximadamente  $20^{\circ}\text{C}$ .

Considerando esto, se calculó la carga de calor disponible para su aprovechamiento y se obtuvo que para un flujo de 17 L/min (4.5 gal/min) es posible extraer de la fuente 12 kW. Con esta potencia se dimensionó el evaporador de la bomba de calor de la misma manera que el intercambiador de la bomba de 18 kW y se obtuvo que el serpentín de tubos concéntricos es de 10 vueltas con un área de  $0.56\text{ m}^2$  y un coeficiente global de transferencia de  $1212\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Las medidas del evaporador diseñado para esta bomba se presentan con mayor detalle en el Cuadro 10 de la sección de resultados. Es importante considerar que el sistema de esta bomba de calor no requiere de un sistema o intercambiador de captación, únicamente un evaporador y condensador, ya que el agua caliente que sale del condensador de vidrio del evaporador fluiría hacia el evaporador de la bomba de calor y circularía en el espacio anular del intercambiador propuesto de tubos concéntricos. Emplear la bomba como el sistema de enfriamiento del agua en lugar que la torre de enfriamiento permitiría aprovechar de mejor manera el calor disponible en la fuente y emplearlo para algún proceso en el Laboratorio de

Operaciones Unitarias, además que se reduciría el uso de agua de reposición (agua de make up) en la torre.

Por motivos de diseño y evaluación del evaporador para esta bomba de calor, se hizo también un evaporador de tipo coraza y tubos ya que la fuente de calor en este caso es una fuente dinámica, es decir, que el fluido está en movimiento a un flujo proveniente del evaporador. Por tanto, como se explicó anteriormente este sistema no requiere un intercambiador de captación, sino que el flujo de agua pasaría directamente en el espacio interior de la coraza del intercambiador y dentro de los tubos fluiría a contraflujo el refrigerante. Obviamente, en el tanque de ahogamiento no es posible emplear un intercambiador de este tipo, debido a que el agua del tanque está estática, y no se tiene un flujo o movimiento de la misma. Sería necesario la instalación de un circuito de recirculación.

Se construyó una hoja de cálculo que permitió establecer las medidas y condiciones para el intercambiador utilizando la menor área posible de transferencia de calor.

De este análisis se obtuvo que a mayor largo de los tubos del intercambiador, el área de transferencia disminuye porque se requiere menor tubos en total y el coeficiente de transferencia aumenta (ver Figura 55). También se obtuvo que para una tubería de 1.2 y 1.5 m de largo, el coeficiente de transferencia de calor es alto y el área de transferencia de calor es la mínima. Por motivos de espacio disponible en el laboratorio, se determinó que el largo de los tubos más adecuado sería de 1.5 m en un intercambiador de dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos (ver Cuadro 40 en la sección de Anexos). La razón principal por la que se empleó este diseño para el intercambiador es porque a múltiples pasos en la coraza y en los tubos, el coeficiente de transferencia de calor aumenta, porque aumenta la velocidad promedio de los fluidos y el régimen de flujo se hace más turbulento. Esto permite que se logren diseños de intercambiadores más pequeños que ocupen áreas más reducidas como requería para este diseño.

Ambas opciones de intercambiadores son aptos para funcionar como evaporador de la bomba de calor. Sin embargo, se eligió por motivos de diseño y de construcción a futuro que el intercambiador más fácil de construir y menos costoso, es el serpentín de tubos concéntricos.

## 8.4. Cálculo y selección del compresor y la válvula de expansión para la bomba de calor

El compresor determina la presión mínima y máxima de operación, las temperaturas de trabajo y el flujo másico del refrigerante R-134a en la bomba de calor. Con la tasa de remoción a las que se diseñó el intercambiador de captación y el evaporador se seleccionó el compresor más adecuado para ambos sistemas. La selección del compresor y la válvula de expansión se hizo utilizando el simulador “Cool Selector 2” del fabricante Danfoss, debido a que son los fabricantes de los compresores tipo scroll que se utilizan en la mayoría de las bombas de calor en el mercado y, además, es una marca que se puede comprar localmente.

Este simulador de Danfoss, selecciona el tipo y modelo de compresor de acuerdo a la aplicación y potencia de funcionamiento para la que se requiera. Además, busca el mejor compresor de acuerdo al tipo de refrigerante, temperaturas de trabajo, y carga de calor que

el usuario desee para su instalación.

Para las dos bombas de calor dimensionadas, se seleccionó un compresor de tipo "scroll". Este tipo de compresor es el más utilizado en las bombas de calor, residenciales y comerciales, cuando estas se emplean para sistemas de enfriamiento y calefacción de baja potencia, entre 5 a 40 kW. Para la selección del compresor, se emplean las condiciones previamente establecidas como la potencia de enfriamiento, el tipo de refrigerante, el rango de temperatura a las que opera el refrigerante y la fuente eléctrica necesaria (208 - 230 V, trifásica, 60 ciclos).

Para establecer el rango de temperaturas de operación del compresor, se buscó inicialmente en hojas técnicas de diferentes marcas y proveedores de bombas de calor con características similares a la bomba calculada. Se identificó que los rangos más comunes para temperatura de operación en las bombas de calor eran de  $-5^{\circ}\text{C}$  a  $15^{\circ}\text{C}$  para la temperatura de inicio de evaporación y  $35^{\circ}\text{C}$  a  $65^{\circ}\text{C}$  para la temperatura de inicio de la condensación. Con esto se hizo los primeros cálculos teóricos y el análisis termodinámico preliminar del sistema. Luego, utilizando el simulador "Cool Selector 2", y conociendo la capacidad de enfriamiento necesaria, se hizo una serie de iteraciones probando a diferentes combinaciones de temperaturas de evaporación/condensación ( $T_e/T_c$ ) para obtener los tipos y modelos de compresor con la mejor coincidencia para estas condiciones considerando un rango de  $\pm 5$  kW. Esto garantiza que el compresor cumpla siempre con la carga necesaria de acuerdo a las condiciones del sistema. Se obtuvo que a temperaturas de  $5^{\circ}\text{C}$  ( $T_e$ ) y  $50^{\circ}\text{C}$  ( $T_c$ ), el compresor capaz de trabajar a la potencia de enfriamiento requerida con el menor consumo eléctrico. Con esto, se garantiza que el compresor no utilice más energía de la que se puede aprovechar de la fuente.

Se obtuvo que, para la bomba de calor de 18 kW dimensionada para el tanque de ahogamiento de vapor de la caldera, el modelo de compresor seleccionado fue MLZ066T2A marca Danfoss y para la bomba de calor de 12 kW dimensionada para el evaporador de simple efecto fue el modelo MLZ038T2A, marca Danfoss. Es importante considerar que, a pesar de que cada compresor tiene un rango de temperaturas de funcionamiento y capacidad de enfriamiento adecuado, no resulta conveniente utilizar un mismo modelo de compresor para ambas bombas de calor, debido a que, para el caso de la bomba de calor de 12 kW, el compresor de 18 kW es un compresor sobredimensionado, que provocaría que se utilice más energía de la que se podría obtener directamente en la fuente, lo cual lo hace un sistema completamente ineficiente o que el flujo del refrigerante sea mayor al que se necesite en el sistema y por lo tanto, podría provocar que la temperatura del agua disminuya tanto hasta congelarse. Otro factor importante a considerar es que la eficiencia de la bomba de calor está directamente relacionada con la eficiencia de operación del compresor. Por tanto, si hay pérdidas de carga en las tuberías de descarga, se forzaría a que el compresor trabaje a mayores presiones y en consecuencia requiera mayor consumo eléctrico, lo cual reduce su eficiencia.

La válvula de expansión seleccionada para ambas bombas de calor es de tipo termostática, lo que permite regular el flujo másico del refrigerante en estado líquido que ingresa al evaporador y además mantener un sobrecalentamiento constante a la salida del evaporador de manera que se asegure que no ingrese líquido al compresor. Para la bomba de calor de 18 kW se seleccionó una válvula de expansión termostática T05-02 marca Danfoss y para la bomba de 12 kW T05-01 de la misma marca. La única diferencia entre ellas es el tamaño

del orificio que está directamente relacionado con la carga térmica con la que trabaja el evaporador de la bomba de calor y a las temperaturas del ciclo del refrigerante. Por tanto, el tamaño del orificio permite regular el flujo del refrigerante cuando disminuyen el área por el que pasa el refrigerante. Con ello, se asegura que el refrigerante entra al evaporador a las condiciones de presión y temperatura requeridas por el ciclo y que se vaporice la mayor cantidad del refrigerante dentro del mismo. Los resultados de la selección de estos dos componentes de la bomba se encuentran en el Cuadro 5 y 9 de la sección de resultados.

## 8.5. Coeficiente de operación (COP) de la bomba de calor

Para la estimación del coeficiente de operación de las bombas de calor dimensionadas, se construyó una hoja de cálculo en la cual se evaluó todos los componentes de la bomba de calor y se hizo el análisis termodinámico para el ciclo. Con ello se determinó las propiedades termodinámicas en cada componente.

Para el análisis termodinámico, se determinó que el evaporador debía ser diseñado con una pérdida de carga aproximada de 10 % de la presión absoluta de trabajo y el condensador a una pérdida aproximada del 15 % de la presión absoluta de trabajo, por las pérdidas de presión que el refrigerante sufre al circular por todos los componentes de la bomba de calor. Estas pérdidas de carga provocan un aumento de la presión de impulsión para compensar esa pérdida de carga. Además, para asegurar sobrecalentamiento en la salida del compresor se consideró  $5^{\circ}\text{C}$  más de la temperatura de condensación del refrigerante para que este logre sobrepasar la línea de saturación (ver Figuras 42 y 49) y con ello alcanzar una mayor temperatura de sobrecalentamiento, lo que permitirá asegurar que la temperatura de la aplicación de la bomba sea realmente la esperada.

Se obtuvo que la bomba de calor diseñada para 18 kW en el tanque de ahogamiento tiene un COP de enfriamiento de 4.6 y un COP de calentamiento de 5.6. Considerando como COP de enfriamiento a la capacidad que tiene la bomba de remover toda la energía disponible en el tanque para mantener la temperatura del agua constante a  $25^{\circ}\text{C}$  y COP de calentamiento a la razón a la cual se está calentando agua en la aplicación. La bomba de calor, tanto para el tanque de ahogamiento como para el evaporador de simple efecto, tiene la finalidad de enfriar agua y al mismo tiempo aprovechar la energía que se libera durante este proceso para destinarlo y aprovecharlo dentro del Laboratorio de Operaciones Unitarias para un proceso o equipo. Para el caso de la bomba de calor diseñada para 12 kW se obtuvo los mismos coeficientes de operación para enfriamiento y calentamiento. Esto se debe a que, a pesar de que la potencia de la fuente es diferente, la potencia eléctrica que necesita el compresor para funcionar es más baja que la potencia eléctrica requerida por el compresor de la bomba de 18 kW. Además, en ambas bombas se diseñó para un ciclo del refrigerante a una temperatura de evaporación de  $5^{\circ}\text{C}$  y de condensación de  $50^{\circ}\text{C}$ .

Los valores obtenidos del COP establecen que la cantidad de energía eléctrica que debe suministrarse al compresor es menor de la que se está aprovechando en la fuente de calor lo cual permite establecer que la bomba de calor diseñada podría trabajar a coeficientes de operación altos, lo que significa, buena eficiente de operación. Es decir que el compresor seleccionado para la bomba de 18 kW requiere una potencia eléctrica real de consumo de 4.06 kW, mientras que el compresor para la bomba de 12 kW requiere 2.9 kW para su funciona-

miento. En ambos casos, el consumo eléctrico es menor que el que se está aprovechando en la fuente de calor, razón por la cual se obtienen esos coeficientes de operación. Comparando estos valores obtenidos con las bombas de calor en el mercado diseñadas para instalaciones residenciales y comerciales, los coeficientes de operación obtenidos se encuentran dentro del rango de operación esperado para bombas de calor de ese tipo que trabajan con un COP en un rango entre 2 y 6.

Es importante considerar que la eficiencia de la bomba de calor depende mayormente en la diferencia de temperatura entre la fuente de calor residual y la temperatura del sumidero. Es decir, que cuando menor es la diferencia de temperatura entre la temperatura de condensación y evaporación, mayor será el COP. Sin embargo, también debe considerarse la eficiencia de operación del compresor y la temperatura ambiente que podría provocar que la capacidad del condensador disminuya ya que, para alcanzar el equilibrio termodinámico, el sistema debe operar con temperaturas de condensación superiores a las que está diseñado, para disipar la misma cantidad de calor en el foco caliente (aplicación).

## 8.6. Dimensionamiento del condensador para la bomba de calor

Al igual que como se explicó en la sección de dimensionamiento del evaporador de la bomba de calor, el diseño del condensador es también un intercambiador de tubos concéntricos tipo serpentín, usando R-134a en el tubo interno de cobre tipo M, con un diámetro de tubería de 0.0064 m (1/4") y agua fría en el espacio anular entre los tubos, y con un tubo externo de polietileno de alta densidad de 0.0191m (3/4"). Para dimensionar el condensador de la bomba de calor se utilizó el mismo método de análisis empleado para el diseño del evaporador. Se definió, por motivos de cálculo, que el calor se cedería a una masa de agua en otro tanque del cual es posible distribuir a otros equipos agua caliente para cualquier proceso en el que se requiera. Sin embargo, es importante considerar que estas bombas de calor podrían destinarse también para calentamiento de aire si se modifica el fluido para el cual están diseñados los condensadores de las bombas de calor.

Luego de una serie de iteraciones, se obtuvo que el condensador de la bomba de calor de 18 kW es un intercambiador de tipo serpentín con 10 vueltas de diámetro de 0.6 m (diámetro externo correspondiente a una vuelta del serpentín), una potencia de aprovechamiento directo en la aplicación de 22 kW, un área de transferencia de 0.47 m<sup>2</sup>, y coeficiente global de transferencia de 1398.9 W/m<sup>2</sup> °C (ver Cuadro 7). Para el condensador de la bomba de calor de 12 kW, se obtuvo un serpentín de 8 vueltas con diámetro de 0.6 m (diámetro externo de una vuelta), una potencia de aprovechamiento directo en la aplicación de 15 kW y un área de transferencia de 0.43 m<sup>2</sup> (ver Cuadro 9). Ambos condensadores están diseñados para que la temperatura de la aplicación directa esté entre 50°C y 55°C a un flujo másico de refrigerante de 0.139 kg/s y 0.19 kg/s de agua (para la de 18 kW) y a un flujo de refrigerante de 0.09 kg/s con un flujo de agua de 0.12 kg/s (para la de 12 kW).

Es importante considerar que la temperatura de la aplicación puede variar según la temperatura inicial del agua que se desea calentar para la aplicación. Es decir, que mientras menor sea la temperatura del agua de ingreso al condensador, el largo del intercambiador disminuye. Para esto, el agua debe entrar en un rango de temperatura entre  $5^{\circ}\text{C}$  y  $25^{\circ}\text{C}$ . Esto se debe a que el diferencial de temperatura aumenta y, por lo tanto, se logra transferir una mayor cantidad de energía en el sistema en una menor área de transferencia. Otro factor importante a considerar es la velocidad a la cual entra el agua por el espacio anular del condensador, ya que la transferencia de energía está asociada al movimiento del fluido. Entre mayor es la velocidad del fluido, mayor es la transferencia de calor y el coeficiente de convección aumenta. También, debe regularse la velocidad del fluido externo según la temperatura que se desea para la aplicación, ya que, a mayor temperatura de aplicación, menor debe ser la velocidad el fluido (ver Figura 37). Finalmente, se obtuvo un modelo lineal que permite predecir el largo necesario del intercambiador en función a la temperatura que se desee para la aplicación, el modelo se presenta en el Cuadro 39 de la sección de anexos. Según el coeficiente de correlación obtenido, es posible definir que el modelo podría servir como una primera aproximación para determinar la longitud de la tubería necesaria del condensador.

Estos condensadores, están diseñados de manera que, en lugar de disipar el calor al ambiente, se destine el calor aprovechado de la fuente para calentamiento de agua que se requiera dentro de un proceso o equipo el Laboratorio de Operaciones Unitarias. La bomba de calor tiene aplicaciones de baja entalpía cercanas a temperaturas de  $45^{\circ}\text{C}$  a  $60^{\circ}\text{C}$ . Lo que significa que puede emplearse para procesos que requieran bajas temperaturas. Considerando esto y según el análisis y evaluación hecha en el laboratorio, se obtuvo que el calor aprovechado por ambas bombas de calor podría destinarse a procesos de precalentamiento de aire o agua, agua caliente, calefacción en incubadoras, reactores, fermentadores, secadores o incluso algún espacio como la cabina del laboratorio.

El sistema de recirculación de agua que se mantiene en el circuito cerrado entre la fuente de calor y el punto de entrega de calor en la aplicación se realiza por medio de bombas de circulación que se encargan de mantener el agua en movimiento por los circuitos. Se calculó la potencia necesaria de la bomba para mantener caudales de agua entre  $0.0074$  a  $0.051\text{ m}^3/\text{min}$  ( $1.95$  a  $13.41\text{ gal}/\text{min}$ ) a temperaturas entre  $20^{\circ}\text{C}$  a  $50^{\circ}\text{C}$ . Con los cálculos anteriores y para garantizar el correcto funcionamiento de la bomba elegida, se debe bombear un caudal mínimo de  $20\%$  del caudal total o necesario para el sistema. Para esto, se seleccionó una bomba marca Grundfos, tipo GEOLINK, serie UPS 26-150 SF diseñadas específicamente para sistemas de calefacción, pero también son adecuadas para la recirculación de agua caliente y de líquido en sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Los usos más comunes de estas bombas son en calderas, suelos radiantes, fan-coils, recuperación de calor, calentamiento solar de agua, agua caliente de recirculación y agua de enfriamiento. Para este caso, el fluido de bombeo es agua limpia a una potencia de  $0.5\text{ HP}$  (considerando sobredimensionamiento). El rango de temperatura de trabajo es entre  $2^{\circ}\text{C}$  y  $110^{\circ}\text{C}$ , presión máxima nominal de  $10\text{ bar}$ , con velocidad variable, a un rango de caudal de  $0$  a  $12\text{ m}^3/\text{min}$  y una cabeza entre  $0$  y  $14\text{ m}$ . El diámetro de succión y descarga es de  $1/2$  pulgada (ver Cuadro 56 para mayor detalle).

Esta bomba requiere un variador de frecuencia que permite variar el caudal de entrada a la bomba según las necesidades térmicas de la fuente o de la aplicación. Esto permite ahorrar

energía que utilizar una bomba que trabaje a caudal constante. Es decir, si la temperatura en el tanque aumenta, el caudal también para poder extraer toda la energía presente.

1. Se seleccionó el tanque de ahogamiento de vapor de la caldera pirotubular y se evaluó específicamente el aprovechamiento del calor del agua después de ahogar vapor como fuente de energía para aprovechar con la bomba de calor y además evitar el descarte de agua suave utilizada para la operación de la misma.
2. Se seleccionó el evaporador semi industrial de simple efecto y se evaluó la posibilidad de sustituir el sistema que va hacia la torre de enfriamiento por uno que use la bomba de calor para reducir la temperatura del agua de enfriamiento que se utiliza en los condensadores del equipo.
3. Se determinó que el sistema de captación para la bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor de la caldera consta de un intercambiador tipo serpentín de tubería de cobre tipo M de 0.0254 m (1 in), con área de transferencia de 0.92 m<sup>2</sup> en un circuito cerrado con agua como fluido caloportador para remover el calor del tanque a un flujo energético aproximado de 18 kW y mantener el agua de la fuente a 25 °C.
4. Se determinó que la bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor tiene una capacidad promedio de enfriamiento de 18 kW y una capacidad de calentamiento de 22 kW, mientras que la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto tiene una capacidad de enfriamiento de 12 kW y de calentamiento de 15 kW. Ambas con temperatura aprovechable directa en la aplicación entre 50°C y 55 °C.
5. La bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento requiere un evaporador con capacidad de enfriamiento de 18 kW, con área de 1 m<sup>2</sup> con 8 vueltas de 0.5 m y un condensador con capacidad de calentamiento de 22 kW con área de transferencia de 0.47 m<sup>2</sup> y 10 vueltas de 0.5 m.
6. La bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto semi industrial requiere un evaporador con capacidad de enfriamiento de 12 kW, con área de 0.56 m<sup>2</sup> con 10 vueltas de 0.7 m de diámetro y un condensador con capacidad de calentamiento de 15 kW con área de transferencia de 0.43 m<sup>2</sup> y 8 vueltas de 0.6 m de diámetro.

7. Se determinó que los intercambiadores de calor en ambos casos son de tipo serpentín de tubos concéntricos con tubería externa de polietileno de alta densidad de 0.0191 m (3/4 in) por la que fluye agua y una tubería interna de cobre tipo M de 0.0064 m (1/4 in) por la que fluye refrigerante R-134a.
8. Se seleccionó para la bomba de calor de 18 kW un compresor de tipo scroll con capacidad de enfriamiento de 19.6 kW para refrigerante R-134a que opera en un ciclo de evaporación/condensación de  $5^{\circ}C$  y  $50^{\circ}C$  con una eficiencia de 0.77, modelo MLZ066T2A y una válvula termostática modelo TE5-02 con capacidad nominal de 20 kW y tamaño de orificio No. 2, ambos de la marca Danfoss.
9. Se seleccionó para la bomba de calor de 12 kW un compresor de tipo scroll con capacidad de enfriamiento de 11.93 kW para refrigerante R-134a que opera en un ciclo de evaporación/condensación de  $5^{\circ}C$  y  $50^{\circ}C$  con una eficiencia de 0.77, modelo MLZ038T2A y una válvula termostática modelo TE5-01 con capacidad nominal de 14.6 kW y tamaño de orificio No. 1, ambos de la marca Danfoss.
10. Se esquematizó la bomba de calor propuesta para el tanque de ahogamiento de vapor de caldera con un modelo 3D que consta de un tanque con un intercambiador de captación, el circuito de la bomba de calor con sus intercambiadores (evaporador y condensador), el compresor y la válvula de expansión, conectados en orden para el correcto funcionamiento del ciclo termodinámico.
11. Se seleccionó el tanque de ahogamiento de vapor de caldera ubicado en el cuarto de caldera del Laboratorio de Operaciones Unitarias como el lugar de instalación para la bomba de calor de 18 kW y el área entre el evaporador de simple efecto semi industrial y el manifold para la instalación de la bomba de calor de 12 kW.
12. Se evaluó el coeficiente de operación COP de las bombas de calor diseñadas en hojas de cálculo construidas en Microsoft Excel, de las que se determinó que para ambas bombas de calor el COP promedio de enfriamiento es de 4.6 y el de calentamiento es de 5.6 para las condiciones de diseño.
13. Se calculó y seleccionó para ambas bombas de calor las bombas de recirculación de agua marca Grundfoss, tipo GEOLINK con potencia de 0.5 HP que se necesitan entre los circuitos de la fuente hacia la bomba de calor y desde esta, a la aplicación.

1. Evaluar en un futuro la posible sustitución en cuanto a la tecnología de compresores que utilicen refrigerantes menos contaminantes como propano, pues según las investigaciones, es una tecnología que podría contribuir a reducir el impacto ambiental sin sacrificar la eficiencia del sistema.
2. Evaluar el desempeño de la bomba de calor empleando un sistema de compresión-absorción (CAHP) con accionamiento térmico a baja temperatura para comparar con cuál de los dos sistemas se logra un mejor aprovechamiento de la energía en la fuente de calor.
3. Plantear un modelo matemático que permita predecir el perfil de temperaturas dentro del tanque de ahogamiento de vapor de caldera y en los intercambiadores de calor diseñados para la bomba de calor para evaluar el sistema en un modo dinámico.
4. Emplear un sistema de paneles solares como fuente para accionar el compresor de la bomba de calor y las bombas de recirculación para agua, sin que este utilice energía eléctrica para su funcionamiento.
5. Evaluar el desempeño de la bomba de calor aislando y cerrando el tanque de ahogamiento de vapor para aprovechar la mayor cantidad de energía en el tanque.
6. Crear un circuito cerrado desde el tanque de ahogamiento de vapor y la caldera para evitar el descarte de agua suavizada.
7. Diseñar e instalar un sistema de tuberías con bypass en las bombas de calor que permita mover el calor de un equipo a otro cuando se requiera.
8. Evaluar la posibilidad de emplear la energía perdida en los gases de combustión de la caldera como fuente de accionamiento complementario de la bomba de calor.
9. Evaluar la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto en otros equipos del Laboratorio de Operaciones Unitarias como en la torre de destilación de platos.

- [1] IDAE, “Síntesis del Estudio Parque de Bombas de calor en España”, en *Instituto para la Diversificación y Ahorro de la energía.*, IEA, 2016, pág. 42.
- [2] M. Zogg, “History of Heat Pumps. Swiss Contributions and International Milestones”, en *9th Int. IEA Heat Pump Conf.*, IEA, 2008, págs. 20-22.
- [3] R. Boer, A. Marina, B. Zühlsforf, C. Arpagaus, M. Bantle y J. Benson, “*Strengthening Industrial Heat Pump Innovation*”. Decarbonizing Industrial Heat, 2020.
- [4] IEA, “Application of Industrial Heat Pumps”, en *Annex 35. Application of Industrial Heat Pumps. Final Report. Part 1*, 2014.
- [5] K. Tan y S. Deng, “A method for evaluating the heat and mass transfer characteristics in a reversibly used water cooling tower for heat recovery”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, n.º 1, págs. 552-561, 2010.
- [6] C. Zhang, H. Yang y Q. Liu, *Analysis of closed-type heat-source tower used in air conditioning system*. Building energy y environment, 28. 2009. 71-73.
- [7] X. Wen y C. Liang, “Mass transfer characteristics in heat-source tower”, *Journal of chemical industry and Engineering*, vol. 62, n.º 1, págs. 901-907, 2011.
- [8] Z. Su, “Performance analysis of wet heat source tower heat pump system under winter condition in north China.”, Master’s Thesis, Tianjin University, China, 2010.
- [9] Comisión Nacional de Energía Eléctrica (CNEE). Extraído el [15-09-2020] de: [http://www.cnee.gob.gt/wp/?page\\_id=4889](http://www.cnee.gob.gt/wp/?page_id=4889), 2020.
- [10] ITP, *Waste heat recovery. Technologies and opportunities in U.S. industry*. U.S. Department of Energy, Washington, 2008.
- [11] EERE., *U.S. energy requirements for aluminum production. Historical perspective, theoretical limits and current practices*. U.S. Department of Energy, Washington, 2007.
- [12] M. Omer, “Energy, environment and sustainable development, Renewable and Sustainable Energy Reviews”, vol. 12, n.º 9, págs. 2265-2300, 2008.
- [13] J. Villar, *Aprovechamiento de calor residual en industrias de proceso continuo y su aplicación*. Universidad de Oviedo. España., 2014.

- [14] S. Jurado y P. Espinoza, *Diseño y construcción de una bomba de calor aire-aire con capacidad de 12000 BTU/h para secado de cacao*. Universidad Politécnica Salesiana. Quito, Ecuador, 2019.
- [15] EHPA, *The European heat pump market has achieved double-digit growth for the fourth year in a row*, Extraído el [6-8-2019] de: <https://www.ehpa.org/market-data/>, 2019.
- [16] N. Kaydalova y V. Kryukov, “Comparasion of Heat Pump System and Boiler Plant for one family house. Heat sources in one- family house”, 2010.
- [17] K. Herold y S. Radermacher R.and Klein, *Absorption chillers and heat pump*. New York, 1996.
- [18] J. Smith, H. Van Ness y M.Abbot, *Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química*, 7ma. McGraw-Hill, 2007.
- [19] M. Herrero, *Benefits and qualities of a heat pump*, Extraído el [17-5-2019] de: <https://www.bombadecolor.org/noticias/wp-content/upl/>, 2001.
- [20] A. Toth y E. Bobok, *Flow and heat transfer in geothermal systems*. United States, 2017.
- [21] C. Keinath y S. Garimella, “Development and demonstration of a microscale absorption heat pump water heater”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 88, n.º 1, págs. 151-171, 2018.
- [22] L. Kudela, *Potential of Predictive Control for Improvement of Seasonal Coefficient of Performance of Air Source Heat Pump in Central European Climate Zone*. United States, 2018.
- [23] J. B. Jensen, *Optimal operation of refrigeration cycles*. Norwegian University of Science y Technology. Trondheim, Norway, 2008.
- [24] S. Absorbsistem, *Distribución y servicio técnico de sistemas de refrigeración por ciclo de absorción y compresión de vapor*. España, 2016.
- [25] R. Rodríguez, *Diseño de planta experimental de refrigeración por compresión de vapor*. Universidad de Córdoba, España, 2011.
- [26] D. Hoysall y S. Garimella, “Investigation of a serpentine micro-pin fin heat and mass exchanger for absorption systems”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 93, n.º 1, págs. 108-121, 2018. DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2018.07.012](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.07.012).
- [27] J. Martínez y E. Velasco, *Bombas de calor y energías renovables en edificios*. Madrid, España, 2005.
- [28] M. Rubik, *Heat pumps guide*. Osredek Technika. Polonia, 2006.
- [29] F. Jabari, B. Mohammadi, H. Mehrjerdi y G. Li, “Design and performance investigation of a novel absorption ice-making system using waste heat recovery from flue gases of air to air heat pump.”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 130, n.º 1, págs. 782-792, 2017. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2017.11.015](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.015).
- [30] F. Morilla, F. Vázquez, J. Rodríguez D.and Garrido y S. y Fragoso, “Rango de operación en un sistema de refrigeración por compresión de vapor.”, vol. 45, n.º 1, págs. 238-241, 2015.
- [31] C. Junkers, *Módulo 5. Bombas de calor aire-agua*. Extraído el [17-5-2019] de: <https://temariosformativosprofesionales.files.wordpress.com/2013/09/bomba-de-calor-aire-agua-junkers.pdf>, 2005.

- [32] Y. Cengel y A. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*, 4ta. McGraw-Hill, 2011.
- [33] G. Towler y R. Sinnott, *Chemical Engineering Design. Principles, practice and economics of Planta and Process Design*, 1era. Elsevier Inc., 2008.
- [34] Nanocobre, *Manual técnico de cobre*. Extraído el [7-09-2020] de: [https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut208/manual\\_tecnico\\_cobre.pdf](https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut208/manual_tecnico_cobre.pdf), 2015.
- [35] J. Branch, “Copper Tube Handbook. Industry Standard Guide for the Design and Installation of Copper Piping Systems.”, *Copper Development Association Inc. Publication A4015-14/20.*, 2020.
- [36] A. Atalah, “Polyethylene Tube Handbook.”, vol. 1. Bowling Green State University, Ohio, USA. 2018.
- [37] G. S. H. Pump, “Ground Geothermal Heat Pumps”, *Times Mirror Magazines, Inc.*, pág. 73, 1996.
- [38] P. Albertson, *Closed-Loop/Geothermal Heat Pump Systems, Design and Installation Standards latest edition*. International Ground Source Heat Pump Association. Oklahoma State University., 2014.
- [39] *ASTM D3035 Standard Specification for Polyethylene (PE) Plastic Pipe (DR-PR) Based on Controlled Outside Diameter*, American Society for Testing and Materials. Extraído el [7-09-2020] de: [https://www.engineeringtoolbox.com/ASTM-D3035-PE-pipes-d\\_2138.html](https://www.engineeringtoolbox.com/ASTM-D3035-PE-pipes-d_2138.html).

## 12.1. Selección y evaluación de la fuente de calor

### 12.1.1. Tanque de ahogamiento de vapor de caldera

Cuadro 14: Resultados de la evaluación del tanque de ahogamiento de caldera durante la operación de la caldera \*

Corrida	Tiempo <sup>a</sup> (min)	Temperatura inicial <sup>b</sup> (°C)	Temperatura final <sup>c</sup> (°C)	Altura inicial <sup>d</sup> (±0.05m)	Altura final <sup>e</sup> (±0.05m)
1	2.150	26	42	0.419	0.452
2	2.283	25	42	0.427	0.445
3	2.183	25	43	0.417	0.445
Promedio	2.206	25	42	0.421	0.447

\* El vapor de caldera se genera en un rango entre 70 a 90 psi. <sup>a</sup> Tiempo requerido para que la presión interna baje de 90 psi a 70 psi aproximadamente por la liberación del vapor. <sup>b</sup> Temperatura del agua inicial. <sup>c</sup> Temperatura alcanzada por el agua después de haber ahogado vapor. <sup>e</sup> Nivel de agua lleno a 2/3 de su capacidad. <sup>e</sup> Nivel de agua alcanzado luego de ahogar vapor.

Cuadro 15: Determinación de la masa de agua que aumenta por corrida en el tanque de ahogamiento de caldera

Corrida	Masa inicial $H_2O$ (kg)	Masa final $H_2O$ (kg)	Diferencia masa $H_2O$ <sup>a</sup> (kg)
1	162.16	173.99	11.83
2	165.16	171.06	5.90
3	161.22	171.08	9.84
Promedio	162.85	172.04	9.19

<sup>a</sup> Masa de agua que se agrega al agua inicial en el tanque por corrida de la caldera.

Cuadro 16: Energía disponible en el tanque de ahogamiento de vapor de caldera

Energía del vapor <sup>a</sup> (kJ)	47,900.2
Energía del agua del tanque a 25°C (kJ)	17071.2
Energía disponible aprovechable <sup>b</sup> (kJ)	16,413.0
Energía perdida (kJ)	31,487.2

<sup>a</sup> Energía del vapor a la temperatura de saturación 168 °C con cambio de fase al condensar en el tanque. <sup>b</sup> Energía disponible al disminuir la temperatura del agua del tanque de 45 °C a 25 °C.

Cuadro 17: Energía disponible en el tanque de ahogamiento de vapor de caldera

Entalpía de agua a 25°C (kJ/kg)	104.83
Entalpía del agua a 45°C (kJ/kg)	188.44
Entalpía del vapor a 109.37 psia (kJ/kg)	2765.87
Entalpía del líquido a 109.37 psia (kJ/kg)	710.21
Calor de vaporización (kJ/kg)	2055.66
Temperatura de saturación a 109.37 psia (°C)	168

### 12.1.2. Evaporador de simple efecto

Cuadro 18: Resultados de la evaluación del evaporador de simple efecto y la torre de enfriamiento

Volumen <sup>a</sup> (L)	tiempo (min)	Temperatura entrada <sup>b</sup> (°C)	Temperatura salida <sup>b</sup> (°C)
15	54.14	22.9	29.1
15	52.30	21.4	30.4
15	53.07	23.2	30.9
15	53.17	22.5	30.1

<sup>a</sup> Volumen de agua en la entrada de la torre de enfriamiento proveniente del evaporador de simple efecto. <sup>b</sup> Temperaturas de entrada y salida de agua en el distribuidor de la torre de enfriamiento y en su reservorio de agua.

## 12.2. Dimensionamiento de los intercambiadores de calor: captador, evaporador y condensador

### 12.2.1. Dimensionamiento del intercambiador de captación en el tanque de ahogamiento

Cuadro 19: Propiedades del fluido externo e interno para serpentín captador del tanque de ahogamiento de caldera

Características	Fluido interno <sup>a</sup>	Fluido externo <sup>b</sup>
Fluido	agua suave	agua
Densidad del fluido (kg/m <sup>3</sup> )	998.2	996.3
Temperatura promedio del fluido (°C)	20	35
Temperatura de película (°C)	-	27.5
Temperatura entrada (°C)	10	25
Temperatura salida (°C)	30	45
Viscosidad dinámica (kg/ms)	1x10 <sup>-3</sup>	8.42x10 <sup>-4</sup>
Viscosidad cinemática (m <sup>2</sup> /s)	1.0x10 <sup>-6</sup>	8.45x10 <sup>-7</sup>
Número de Prandtl	7.01	5.76
Número de Reynolds	40056.5	-
Régimen del fluido	turbulento	-
Número de Nusselt	200.43	41.56
Conductividad térmica (W/m °C)	0.598	0.611
Coefficiente de expansión volumétrica (1/K)	-	2.81x10 <sup>-4</sup>
Número de Grashof	-	3.15x10 <sup>6</sup>
Número de Rayleigh	-	1.82x10 <sup>7</sup>

<sup>a</sup> Considerando convección forzada interna. <sup>b</sup> Considerando convección natural.

Cuadro 20: Resultados hoja de cálculo para las características del serpentín captador a una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 1 m/s y con variación del diámetro de la tubería de cobre tipo M

Iteración	Diámetro interno <sup>a</sup> (m)	Área transferencia (m <sup>2</sup> )	Largo (m)	U global (W/m <sup>2</sup> °C)	No. vueltas
1	0.006	0.84	28.41	1446.97	15
2	0.013	0.90	18.04	1348.94	10
3	0.019	0.94	13.39	1297.94	7
4	0.025	0.97	10.78	1253.72	6

<sup>a</sup> Diámetros para la tubería de cobre tipo M de 1/4", 1/2", 3/4" y 1" pulgada.

Cuadro 21: Resultados hoja de cálculo para las características del serpentín captador a una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s y con variación del diámetro de la tubería de cobre tipo M

Iteración	Diámetro interno (m)	Área transferencia (m <sup>2</sup> )	Largo (m)	U global (W/m <sup>2</sup> °C)	No. vueltas
1	0.006	0.79	26.67	1540.98	14
2	0.013	0.84	16.93	1437.46	9
3	0.019	0.88	12.56	1384.15	7
4	0.025	0.91	10.12	1336.27	5

Cuadro 22: Resultados hoja de cálculo para las características del serpentín captador a una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 2 m/s y con variación del diámetro de la tubería de cobre tipo M

Iteración	Diámetro interno (m)	Área transferencia (m <sup>2</sup> )	Largo (m)	U global (W/m <sup>2</sup> °C)	No. vueltas
1	0.006	0.76	25.76	1595.95	14
2	0.013	0.81	16.34	1489.11	9
3	0.019	0.85	12.12	1434.42	6
4	0.025	0.88	9.77	1384.29	5

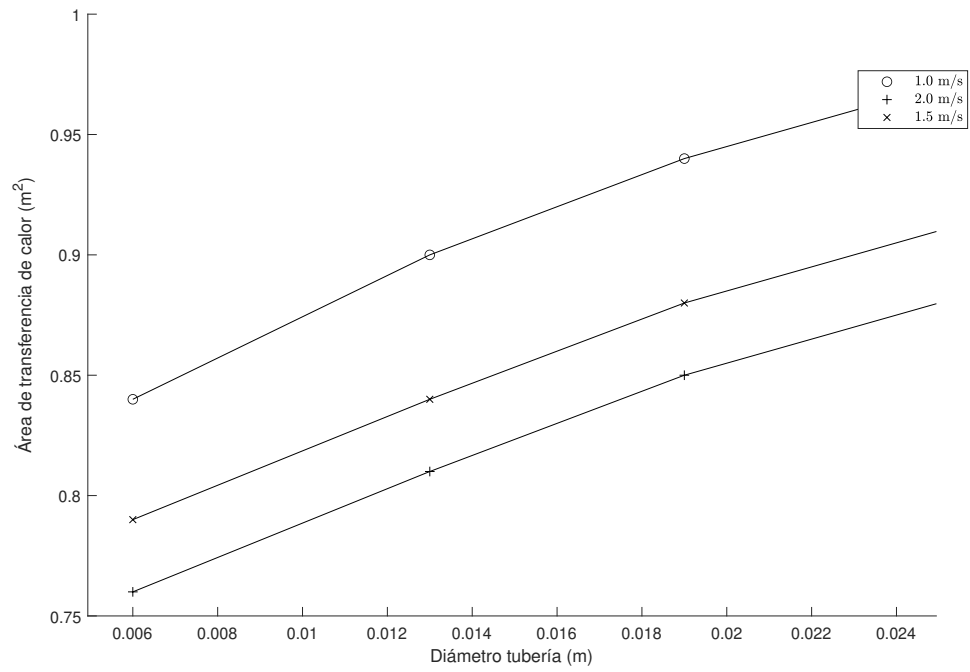


Figura 27: Área de transferencia de calor del intercambiador de captación en función del diámetro de tubería a diferentes velocidades del fluido

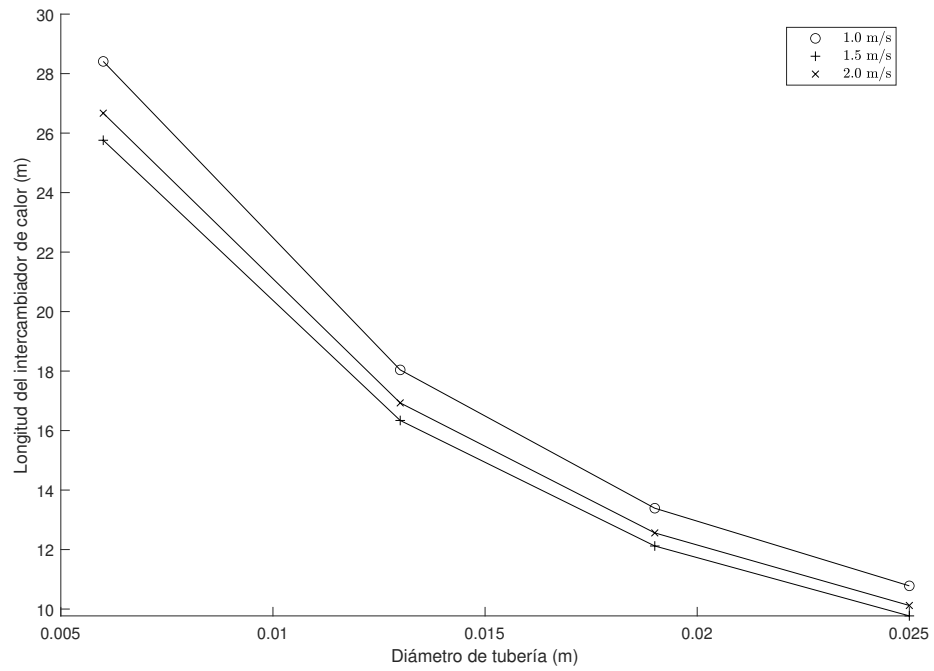


Figura 28: Longitud del intercambiador de captación en función del diámetro de tubería a diferentes velocidades del fluido

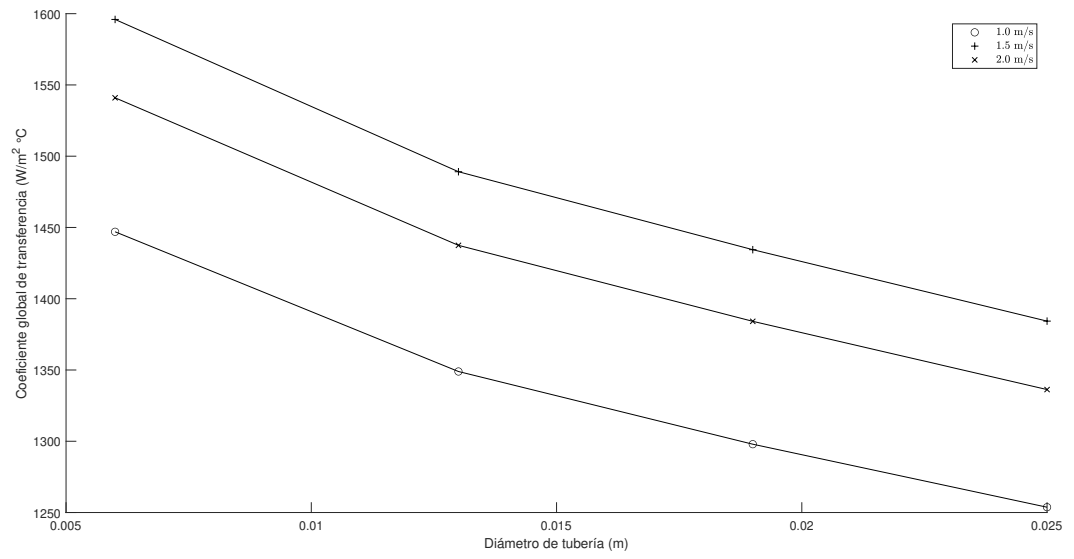


Figura 29: Coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de captación en función del diámetro de tubería a diferentes velocidades del fluido

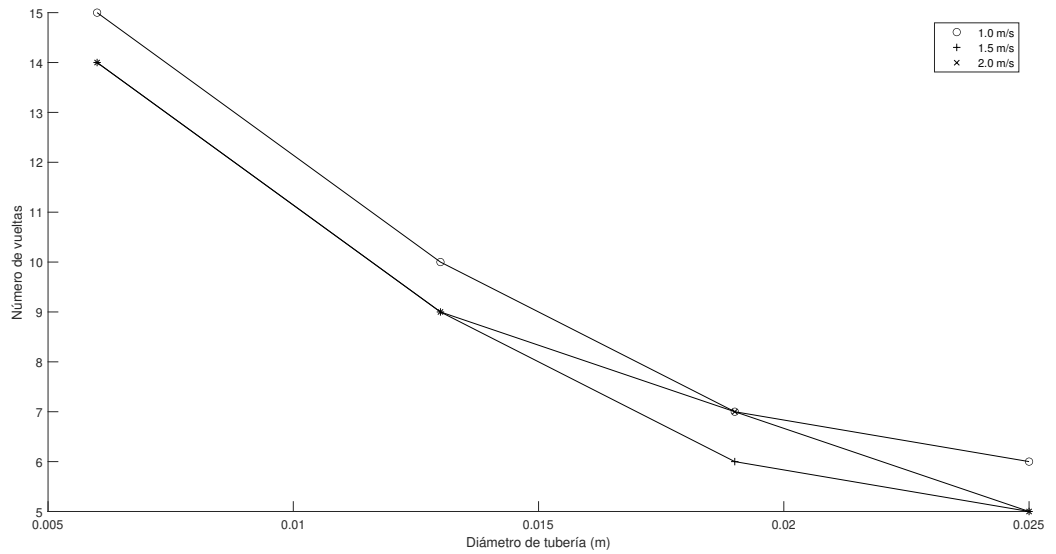


Figura 30: Número de vueltas del intercambiador de captación en función del diámetro de tubería a diferentes velocidades del fluido

Cuadro 23: Resultados simulador para las características del serpentín captador con una tubería de cobre de 1 pulgada y una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 1 m/s en función de la tasa de remoción de calor de la fuente

Potencia (kW)	Área de transferencia (m <sup>2</sup> )	Número vueltas serpentín
11	0.58	3
12	0.63	4
13	0.69	4
14	0.73	4
15	0.81	5
16	0.85	5
17	0.91	5
18	0.97	6
20	1.06	6
22	1.17	7
24	1.28	8

Cuadro 24: Resultados simulador para las características del serpentín captador con una tubería de cobre de 3/4 pulgada y una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 1 m/s en función de la tasa de remoción de calor de la fuente

Potencia (kW)	Área de transferencia (m <sup>2</sup> )	Número vueltas serpentín
11	0.56	4
12	0.62	5
13	0.67	5
14	0.72	5
15	0.77	6
16	0.82	6
17	0.87	7
18	0.92	7
20	1.03	8
22	1.13	9
24	1.22	9

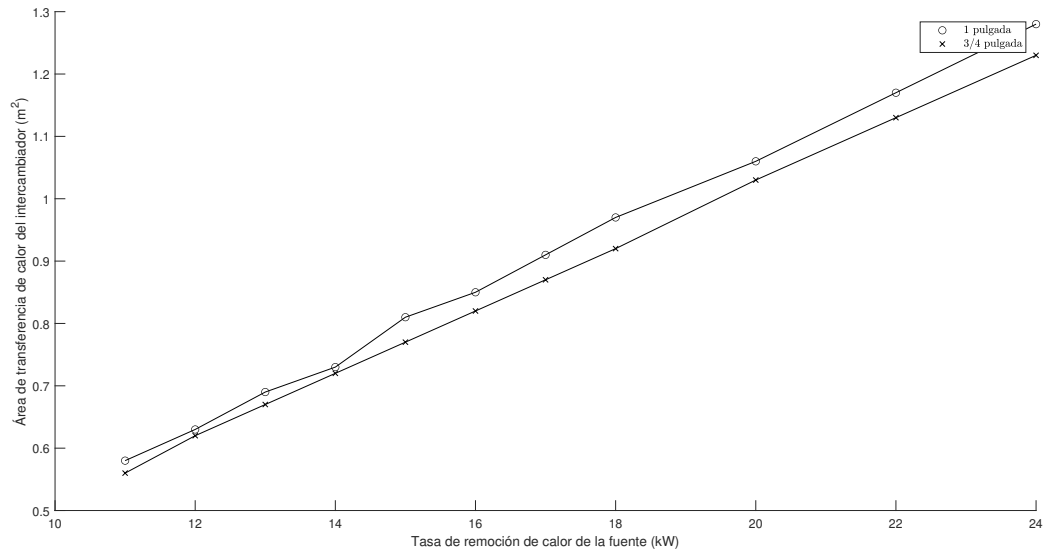


Figura 31: Área de transferencia de calor en función de la tasa de remoción de calor en el tanque para diámetros de tubería de cobre de 1 y 3/4 pulgadas y una velocidad lineal del fluido por el circuito cerrado de 1 m/s

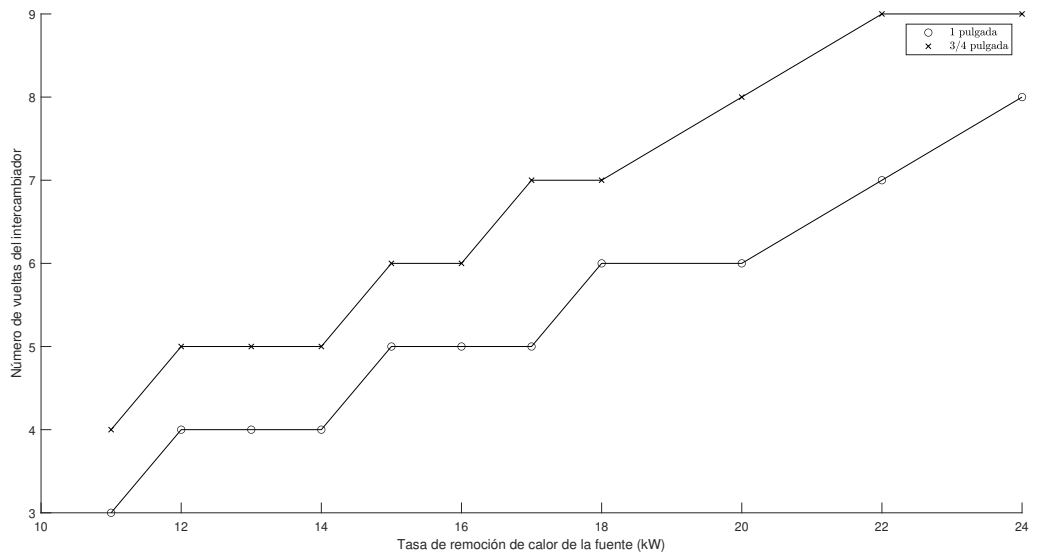


Figura 32: Número de vueltas del serpentín en función de la tasa de remoción de calor en el tanque para diámetros de tubería de cobre de 1 y 3/4 pulgadas y una velocidad lineal del fluido por el circuito cerrado de 1 m/s

Cuadro 25: Resultados simulador para las características del serpentín captador con una tubería de cobre de 1 pulgada y una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s en función de la tasa de remoción de calor de la fuente

Potencia (kW)	Área de transferencia (m <sup>2</sup> )	Número vueltas serpentín
11	0.55	3
12	0.60	4
13	0.65	4
14	0.70	4
15	0.75	4
16	0.80	5
17	0.85	5
18	0.92	5
20	1.00	6
22	1.10	6
24	1.20	7

Cuadro 26: Resultados simulador para las características del serpentín captador con una tubería de cobre de 3/4 pulgada y una velocidad interna del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s en función de la tasa de remoción de calor de la fuente

Potencia (kW)	Área de transferencia (m <sup>2</sup> )	Número vueltas serpentín
11	0.53	4
12	0.58	4
13	0.63	5
14	0.67	5
15	0.72	6
16	0.77	6
17	0.82	7
18	0.87	7
20	0.96	8
22	1.06	9
24	1.16	9

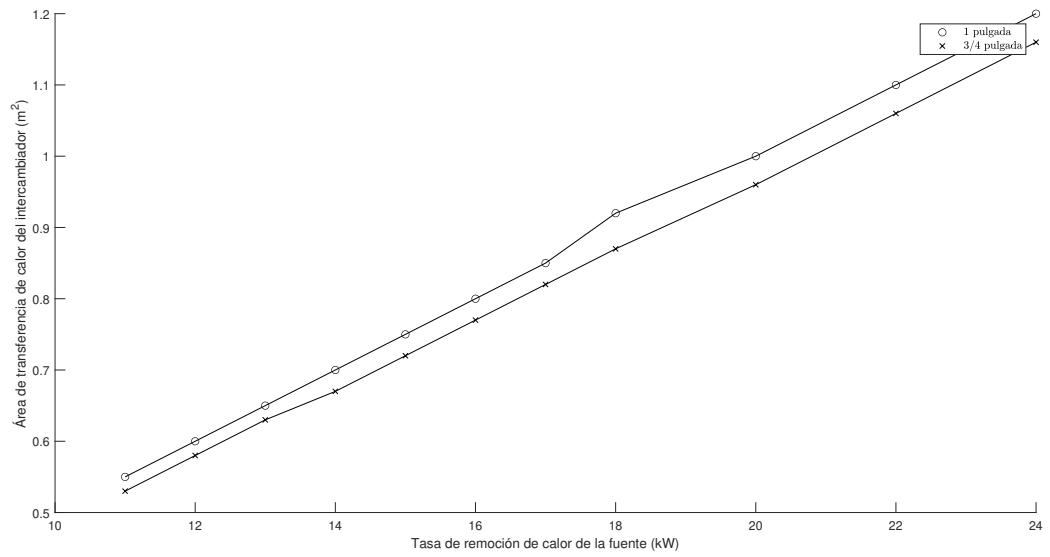


Figura 33: Área de transferencia de calor en función de la tasa de remoción de calor en el tanque para diámetros de tubería de cobre de 1 y 3/4 pulgadas y una velocidad lineal del fluido por el circuito cerrado de 1.5 m/s

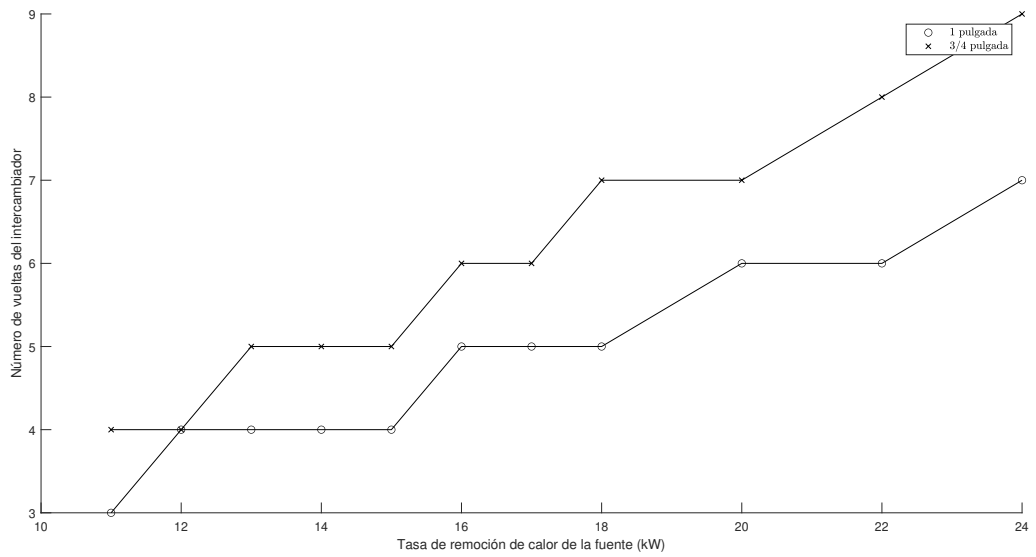


Figura 34: Número de vueltas del serpentín en función de la tasa de remoción de calor en el tanque para diámetros de tubería de cobre de 1 y 3/4 pulgadas y una velocidad lineal del fluido por el circuito cerrado de 1.5 m/s

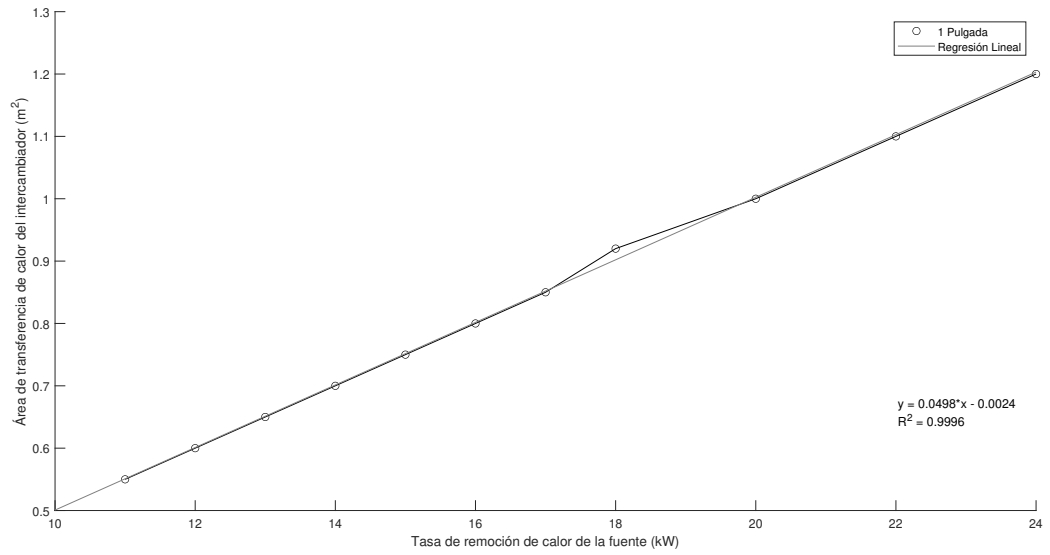


Figura 35: Área de transferencia de calor del intercambiador de captación en función de la tasa de remoción de calor en el tanque de ahogamiento para una tubería de cobre tipo M de 1 pulgada y una velocidad del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s

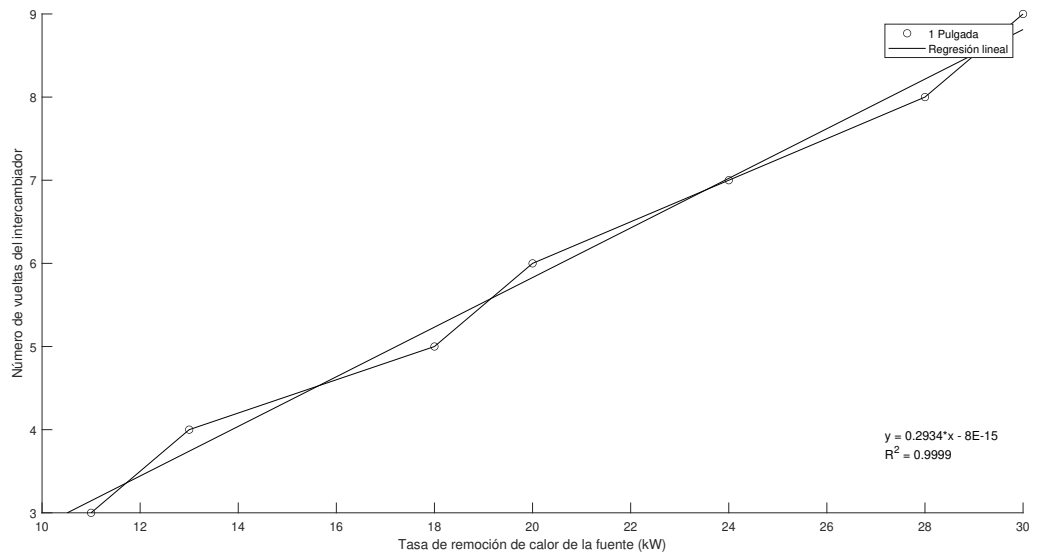


Figura 36: Número de vueltas del serpentín de captación en función de la tasa de remoción de calor en el tanque de ahogamiento para una tubería de cobre tipo M de 1 pulgada y una velocidad del agua por el circuito cerrado de 1.5 m/s

### 12.3. Dimensionamiento evaporador de la bomba de calor para el tanque de ahogamiento

Cuadro 27: Propiedades del fluido externo e interno en el evaporador de la bomba de calor para el tanque de ahogados de caldera

Característica	Fluido interno <sup>a</sup>	Fluido externo <sup>b</sup>
Fluido	R-134a	agua
Densidad del fluido (kg/m <sup>3</sup> )	34.86	998.2
Temperatura promedio del fluido (°C)	27.5	20
Temperatura entrada (°C)	5	30
Temperatura salida (°C)	50	10
Viscosidad dinámica (kg/ms)	1.18x10 <sup>-5</sup>	1.0x10 <sup>-3</sup>
Viscosidad cinemática (m <sup>2</sup> /s)	1.0x10 <sup>-6</sup>	3.38x10 <sup>-7</sup>
Número de Prandtl	0.88	7.01
Número de Reynolds	122,029	51,286
Régimen del fluido	turbulento	turbulento
Número de Nusselt	1.06x10 <sup>3</sup>	0.46x10 <sup>2</sup>
Conductividad térmica (W/m °C)	0.014	0.598
Velocidad lineal (m/s)	50	3

<sup>a</sup> Se considera convección interna forzada. <sup>b</sup> Se considera convección externa forzada.

Cuadro 28: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada\*

Temperatura condensación (°C)	Área (m <sup>2</sup> )	Largo (m)	U global (W/m <sup>2</sup> °C)	Número de vueltas
40	1.39	20.67	1821.50	13
45	1.09	16.25	1835.61	10
50	0.91	13.57	1850.04	9
55	0.79	11.72	1864.82	7
60	0.69	10.35	1879.99	7

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de 5 °C, el diámetro de la tubería externa es de 3/4 pulgada y el de la tubería interna de 1/4 pulgadas, y la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de 1.5 m/s.

Cuadro 29: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada \*

Temperatura condensación ( $^{\circ}C$ )	Área ( $m^2$ )	Largo (m)	U global ( $W/m^2^{\circ}C$ )	Número de vueltas
40	2.60	38.86	968.98	25
45	2.04	30.45	979.90	19
50	1.70	25.32	991.14	16
55	1.46	21.80	1002.73	14
60	1.29	19.18	1014.72	12

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de  $5^{\circ}C$ , el diámetro de la tubería externa es de 3/4 pulgada y el de la tubería interna de 1/2 pulgadas, y la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de 1.5 m/s.

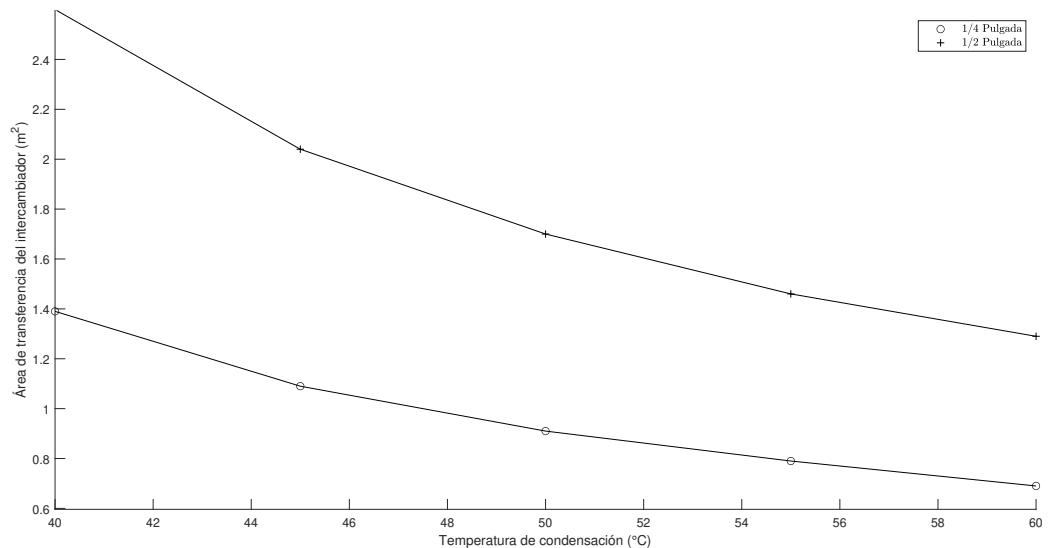


Figura 37: Área de transferencia de calor del evaporador de la bomba de calor en función de la temperatura de condensación del refrigerante para una velocidad lineal del fluido externo de 1.5 m/s y una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 de pulgada

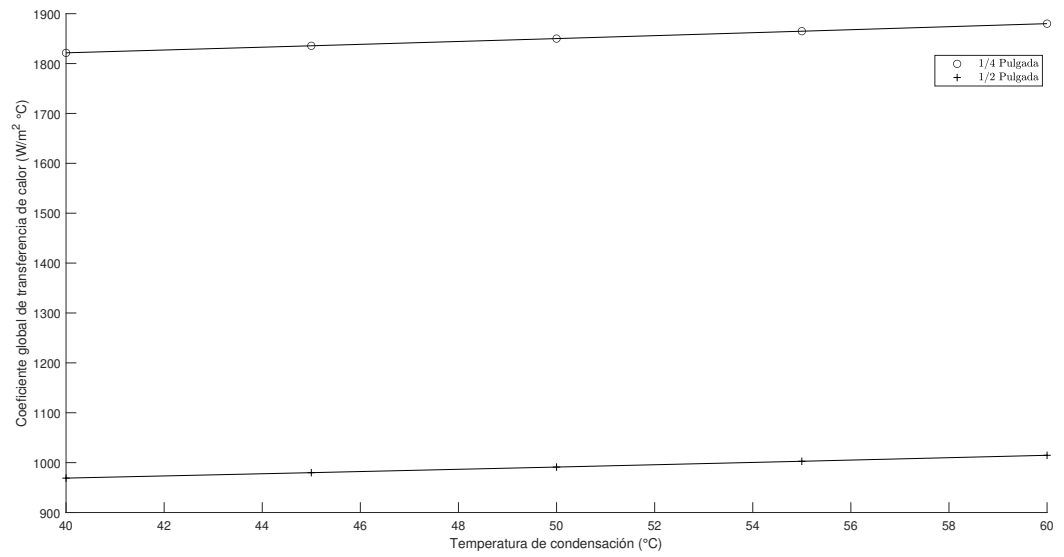


Figura 38: Coeficiente global de transferencia de calor del evaporador de la bomba de calor en función de la temperatura de condensación del refrigerante para una velocidad lineal del fluido externo de 1.5 m/s y una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 de pulgada

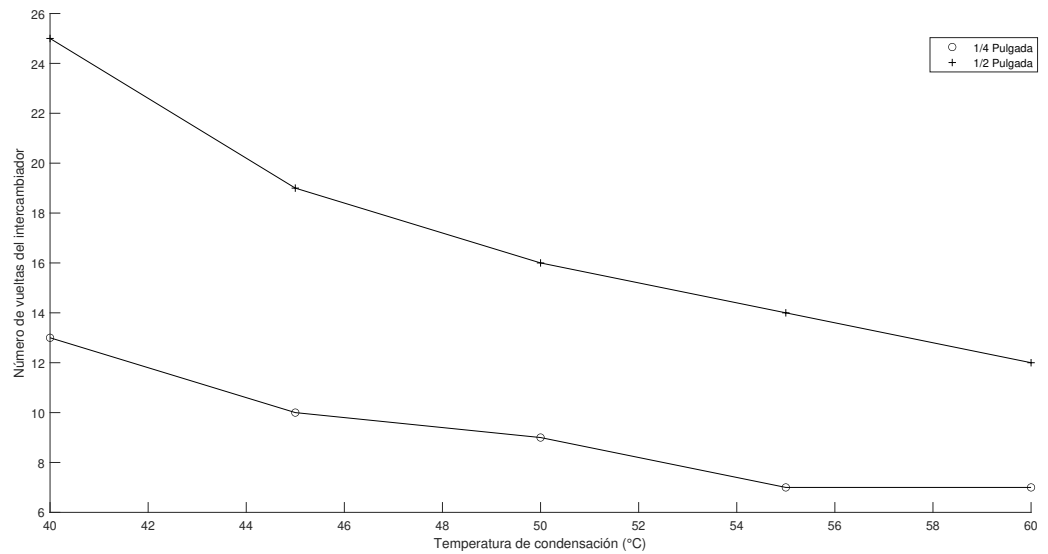


Figura 39: Número de vueltas del evaporador de la bomba de calor en función de la temperatura de condensación del refrigerante para una velocidad lineal del fluido externo de 1.5 m/s y una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 de pulgada

Cuadro 30: Resultados simulador para las características del evaporador de la bomba de calor con una tubería interna de cobre de 1/4 pulgada y la externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada en función de la tasa de remoción de calor de la fuente

Potencia (kW)	Área de transferencia (m <sup>2</sup> )	Número vueltas serpentín
11	0.77	7
12	0.80	7
13	0.83	7
14	0.87	8
15	0.90	8
16	0.93	8
17	0.96	8
18	1.00	8
20	1.06	9
22	1.12	9
24	1.18	10
25	1.21	10

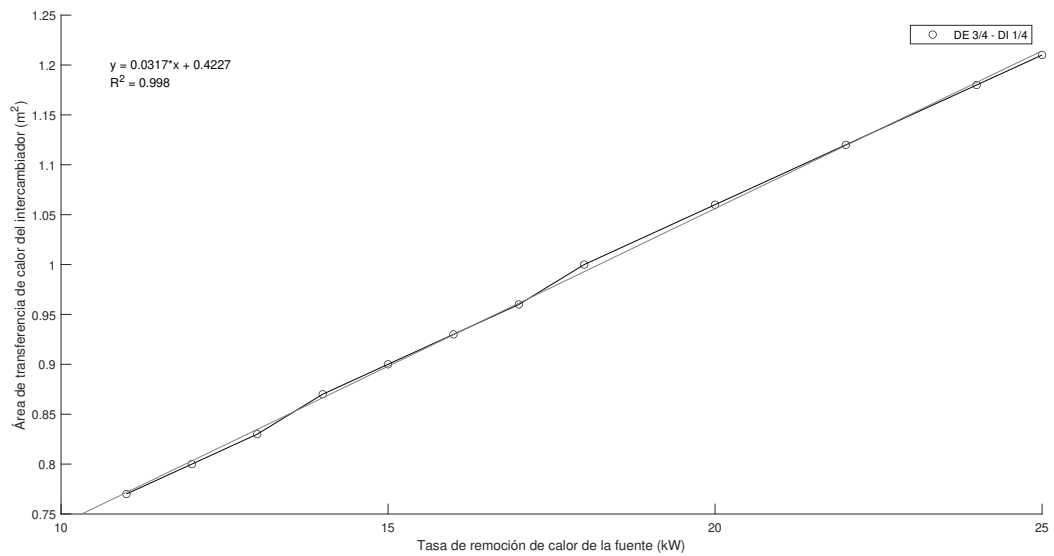


Figura 40: Área de transferencia de calor del evaporador de la bomba de calor en función de la tasa de remoción de calor en la fuente con una tubería interna de cobre de 1/4 pulgada y la externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada

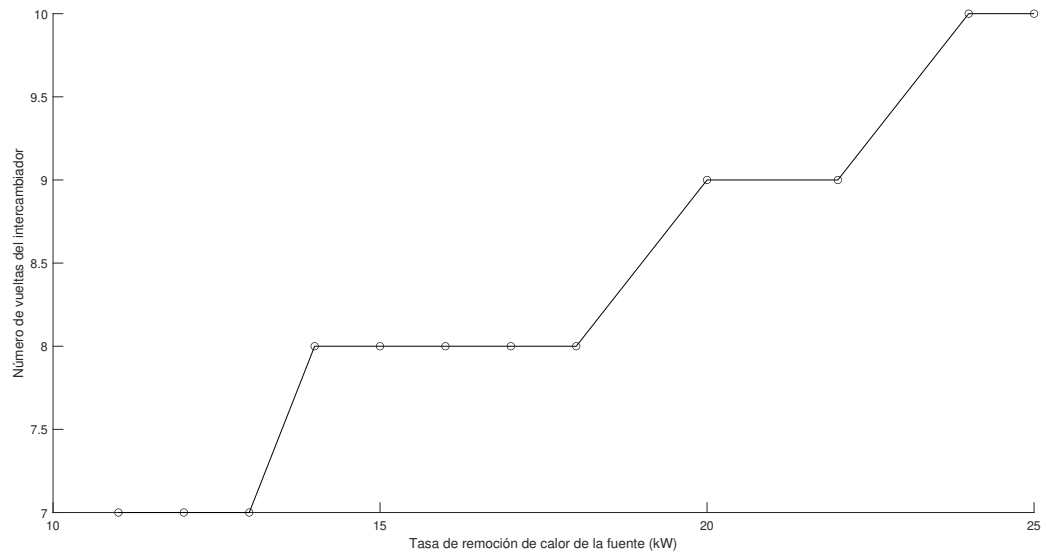


Figura 41: Número de vueltas del evaporador de la bomba de calor en función de la tasa de remoción de calor en la fuente con una tubería interna de cobre de 1/4 pulgada y la externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada

### 12.3.1. Iteraciones para la determinación del par de diámetros para el evaporador de la bomba de calor del tanque de ahogamiento de vapor de caldera

Cuadro 31: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/4 pulgada \*

Temperatura condensación ( $^{\circ}C$ )	Área ( $m^2$ )	Largo (m)	U global ( $W/m^2^{\circ}C$ )	Número de vueltas
40	1.45	21.64	1740.18	14
45	1.14	17.02	1753.06	11
50	0.95	14.21	1766.22	9
55	0.82	12.28	1779.68	8
60	0.73	10.85	1793.49	7

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de  $5^{\circ}C$  la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de  $1.0\ m/s$ .

Cuadro 32: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/2 pulgada \*

Temperatura condensación ( $^{\circ}C$ )	Área ( $m^2$ )	Largo (m)	U global ( $W/m^2^{\circ}C$ )	Número de vueltas
40	2.67	39.83	945.19	25
45	2.09	31.22	955.58	20
50	1.74	25.98	966.27	17
55	1.50	22.36	977.28	14
60	1.32	19.69	988.66	13

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de  $5^{\circ}C$  la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de 1.0 m/s.

Cuadro 33: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 3/4 pulgada \*

Temperatura condensación ( $^{\circ}C$ )	Área ( $m^2$ )	Largo (m)	U global ( $W/m^2^{\circ}C$ )	Número de vueltas
40	4.38	65.28	576.71	42
45	3.42	51.09	584.02	33
50	2.84	42.43	591.56	27
55	2.44	36.46	599.36	23
60	2.15	32.04	607.44	20

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de  $5^{\circ}C$  la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de 1.0 m/s.

Cuadro 34: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/4 pulgada \*

Temperatura condensación ( $^{\circ}C$ )	Área ( $m^2$ )	Largo (m)	U global ( $W/m^2^{\circ}C$ )	Número de vueltas
40	1.80	17.14	1403.31	11
45	1.42	13.50	1411.68	9
50	1.18	11.29	1420.20	7
55	1.03	9.77	1428.89	6
60	0.91	8.65	1437.78	6

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de  $5^{\circ}C$  la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de 1.0 m/s.

Cuadro 35: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/2 pulgada \*

Temperatura condensación ( $^{\circ}C$ )	Área ( $m^2$ )	Largo (m)	U global ( $W/m^2^{\circ}C$ )	Número de vueltas
40	3.02	28.80	834.97	18
45	2.37	22.61	843.07	14
50	1.98	18.83	851.37	12
55	1.70	16.23	859.91	10
60	1.50	14.31	868.71	9

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de  $5^{\circ}C$  la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de  $1.0\ m/s$ .

Cuadro 36: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 3/4 pulgada \*

Temperatura condensación ( $^{\circ}C$ )	Área ( $m^2$ )	Largo (m)	U global ( $W/m^2^{\circ}C$ )	Número de vueltas
40	4.73	45.08	533.51	29
45	3.71	35.31	539.76	22
50	3.08	29.35	546.20	19
55	2.65	25.25	552.84	16
60	2.33	22.21	559.71	14

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de  $5^{\circ}C$  la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de  $1.0\ m/s$ .

Cuadro 37: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/4 pulgada \*

Temperatura condensación ( $^{\circ}C$ )	Área ( $m^2$ )	Largo (m)	U global ( $W/m^2^{\circ}C$ )	Número de vueltas
40	1.67	15.91	1511.42	10
45	1.31	12.53	1521.12	8
50	1.10	10.47	1531.02	7
55	0.95	9.06	1541.13	6
60	0.84	8.01	1551.47	5

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de  $5^{\circ}C$  la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de  $1.5\ m/s$ .

Cuadro 38: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/2 pulgada \*

Temperatura condensación ( $^{\circ}C$ )	Área ( $m^2$ )	Largo (m)	U global ( $W/m^2^{\circ}C$ )	Número de vueltas
40	2.89	27.56	872.56	18
45	2.27	21.62	881.41	14
50	1.89	18.00	890.50	11
55	1.63	15.51	899.84	10
60	1.43	13.67	909.48	9

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de  $5^{\circ}C$  la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de 1.5 m/s.

Cuadro 39: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 3/4 pulgada \*

Temperatura condensación ( $^{\circ}C$ )	Área ( $m^2$ )	Largo (m)	U global ( $W/m^2^{\circ}C$ )	Número de vueltas
40	4.60	43.83	548.70	28
45	3.60	34.32	555.31	22
50	2.99	28.52	562.12	18
55	2.57	24.53	569.16	16
60	2.26	21.57	576.45	14

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de  $5^{\circ}C$  la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de 1.5 m/s.

Cuadro 40: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1/2 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/4 pulgada \*

Temperatura condensación ( $^{\circ}C$ )	Área ( $m^2$ )	Largo (m)	U global ( $W/m^2^{\circ}C$ )	Número de vueltas
40	1.48	22.11	1702.69	14
45	1.17	17.40	1715.02	11
50	0.97	14.53	1727.61	9
55	0.84	12.56	1740.49	8
60	0.74	11.10	1753.70	7

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de  $5^{\circ}C$  la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de 1.5 m/s.

Cuadro 41: Resultados hoja de cálculo para las características del evaporador de la bomba de calor variando la temperatura de condensación del R-134a para una tubería externa de polietileno de alta densidad de 1/2 pulgada y diámetro interno de cobre tipo M de 1/2 pulgada \*

Temperatura condensación ( $^{\circ}C$ )	Área ( $m^2$ )	Largo (m)	U global ( $W/m^2^{\circ}C$ )	Número de vueltas
40	2.70	40.32	933.88	26
45	2.12	31.61	944.02	20
50	1.76	26.30	954.45	17
55	1.52	22.64	965.20	14
60	1.34	19.94	976.30	13

\* Condiciones: la temperatura de evaporación es de  $5^{\circ}C$  la velocidad lineal del fluido que fluye por el espacio anular del serpentín es de  $1.5\text{ m/s}$ .

## 12.4. Dimensionamiento condensador de la bomba de calor para el tanque de ahogamiento

Cuadro 42: Propiedades del fluido externo e interno en el condensador de la bomba de calor para el tanque de ahogados de caldera

Característica	Fluido interno <sup>a</sup>	Fluido externo <sup>b</sup>
Fluido	R-134a	agua
Densidad del fluido ( $kg/m^3$ )	34.86	993.1
Temperatura promedio del fluido ( $^{\circ}C$ )	27.5	37.5
Temperatura entrada ( $^{\circ}C$ )	50	25
Temperatura salida ( $^{\circ}C$ )	5	50
Viscosidad dinámica ( $kg/ms$ )	$1.18 \times 10^{-5}$	$6.85 \times 10^{-4}$
Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )	$6.89 \times 10^{-7}$	$3.38 \times 10^{-7}$
Número de Prandatl	0.88	4.58
Número de Reynolds	$1.50 \times 10^6$	$1.16 \times 10^3$
Régimen del fluido	turbulento	turbulento
Número de Nusselt	$1.25 \times 10^3$	$5.98 \times 10^1$
Conductividad térmica ( $W/m^{\circ}C$ )	$1.41 \times 10^{-2}$	$6.25 \times 10^{-1}$
Velocidad lineal ( $m/s$ )	61	0.7

<sup>a</sup> Se considera convección interna forzada. <sup>b</sup> Se considera convección externa forzada.

Cuadro 43: Características del intercambiador de captación, evaporador y condensador de la bomba de calor para el tanque de ahogamiento de caldera

Característica	Captación	Evaporador	condensador
Carga de calor (kW)	18	18	22
Temperatura media logarítmica ( $^{\circ}C$ )	15	11	34
Coefficiente de convección interno ( $W/m^2^{\circ}C$ )	4472.5	1800.9	2140.0
Coefficiente de convección externo ( $W/m^2^{\circ}C$ )	887.9	3231.83	1389.0
Coefficiente global de transferencia ( $W/m^2^{\circ}C$ )	1313.2	1679.3	1353.3
Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )	0.92	1.00	0.48
Largo del serpentín (m)	10.29	11.84	16.16
Número de vueltas del serpetín	5	8	10

Cuadro 44: Análisis termodinámico para el ciclo del refrigerante R-134a ( $T_e = 5^{\circ}C$  y  $T_c = 50^{\circ}C$ ) en la bomba de calor diseñada para tanque de ahogamiento de caldera

Componente	Temperatura ( $^{\circ}C$ )	Presión (kPa)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)	Calidad
<i>Entrada compresor</i>	12	350	408.2	1.75	sobrecalentado
<i>Salida compresor</i>	62	1318	438.1	1.75	sobrecalentado
<i>Salida condensador</i>	50	1318	271.6	1.24	subenfriado
<i>Entrada evaporador</i>	5	350	271.6	1.26	0.33

Cuadro 45: Predicción de la temperatura de aplicación de la bomba de calor en función a la longitud del condensador de la bomba diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor en la caldera \*

T aplicación ( $^{\circ}C$ )	Largo condensador (m)	Velocidad lineal del agua (m/s)
45	15.69	0.8
50	16.16	0.7
55	16.74	0.6
60	17.50	0.5
65	18.52	0.4

\* La tubería externa del condensador es polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada y la interna de cobre tipo M de 1/4 de pulgada.

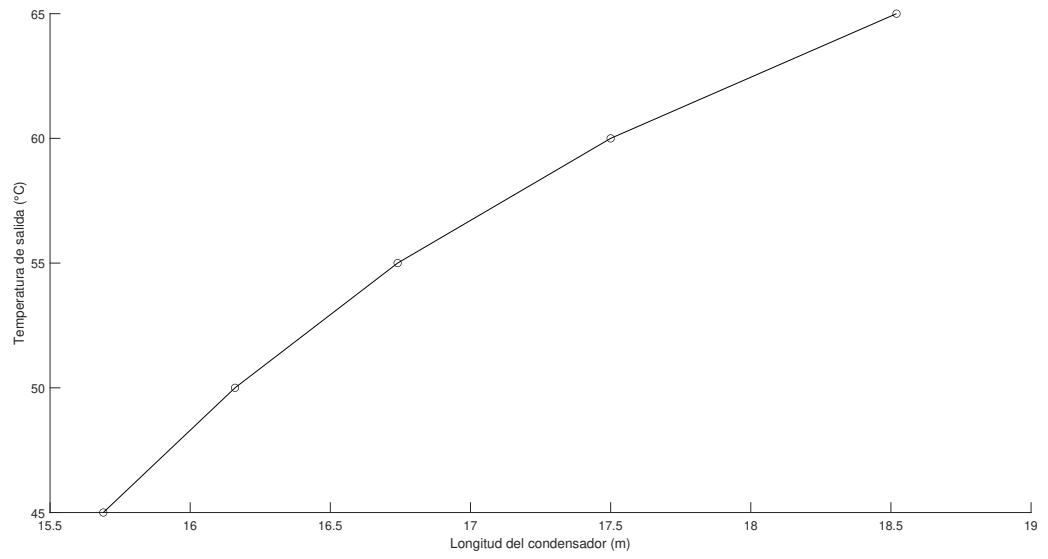


Figura 42: Predicción de la temperatura de aplicación de la bomba de calor en función a la longitud del condensador de la bomba diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor en la caldera

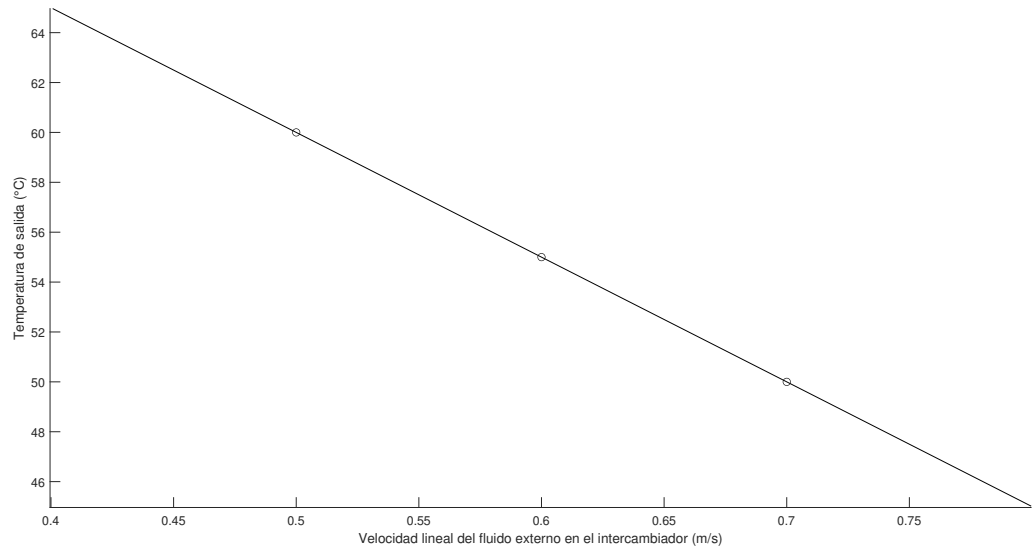


Figura 43: Variación de la velocidad lineal del fluido según la temperatura de aplicación de la bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor en la caldera

## 12.5. Dimensionamiento evaporador de la bomba de calor para el evaporador de simple efecto

Cuadro 46: Propiedades del fluido externo e interno en el evaporador de la bomba de calor para el evaporador de simple efecto

Característica	Fluido interno <sup>a</sup>	Fluido externo <sup>b</sup>
Fluido	R-134a	agua
Densidad del fluido (kg/m <sup>3</sup> )	34.86	997.0
Temperatura promedio del fluido (°C)	27.5	25
Temperatura entrada (°C)	5	30
Temperatura salida (°C)	50	20
Viscosidad dinámica (kg/ms)	1.18x10 <sup>-5</sup>	9.9x10 <sup>-4</sup>
Viscosidad cinemática (m <sup>2</sup> /s)	1.0x10 <sup>-6</sup>	8.93x10 <sup>-7</sup>
Número de Prandtl	0.88	6.14
Número de Reynolds	7.95x10 <sup>5</sup>	1.9x10 <sup>3</sup>
Régimen del fluido	turbulento	turbulento
Número de Nusselt	732	853
Conductividad térmica (W/m °C)	0.014	0.606
Velocidad lineal (m/s)	32	1

<sup>a</sup> Se considera convección interna forzada. <sup>b</sup> Se considera convección externa forzada.

Cuadro 47: Propiedades del fluido externo e interno en el condensador de la bomba de calor para el evaporador de simple efecto

Característica	Fluido interno <sup>a</sup>	Fluido externo <sup>b</sup>
Fluido	R-134a	agua
Densidad del fluido (kg/m <sup>3</sup> )	34.86	994
Temperatura promedio del fluido (°C)	27.5	35
Temperatura entrada (°C)	50	25
Temperatura salida (°C)	5	50
Viscosidad dinámica (kg/ms)	1.18x10 <sup>-5</sup>	7.19x10 <sup>-4</sup>
Viscosidad cinemática (m <sup>2</sup> /s)	7.23x10 <sup>-7</sup>	3.38x10 <sup>-7</sup>
Número de Prandtl	0.88	4.83
Número de Reynolds	9.76x10 <sup>5</sup>	7.09x10 <sup>3</sup>
Régimen del fluido	turbulento	turbulento
Número de Nusselt	7.71x10 <sup>2</sup>	4.77x10 <sup>1</sup>
Conductividad térmica (W/m °C)	1.41x10 <sup>-2</sup>	6.22x10 <sup>-1</sup>
Velocidad lineal (m/s)	40	0.45

<sup>a</sup> Se considera convección interna forzada. <sup>b</sup> Se considera convección externa forzada.

Cuadro 48: Características del evaporador y condensador de la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto

Característica	Evaporador	condensador
Carga de calor (kW)	12	15
Temperatura media logarítmica (°C)	17	32
Coefficiente de convección interno (W/m <sup>2</sup> °C)	1248.7	1486.1
Coefficiente de convección externo (W/m <sup>2</sup> °C)	1921.2	1101.4
Coefficiente global de transferencia (W/m <sup>2</sup> °C)	1212.0	1068.0
Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )	0.56	0.43
Longitud del serpentín (m)	21.69	14.25
Número de vueltas del serpetín	10	8

Cuadro 49: Análisis termodinámico para el ciclo del refrigerante R-134a en la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto <sup>a</sup>

Componente	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)	Calidad
<i>Entrada compresor</i>	12	350	408.2	1.75	sobrecalentado
<i>Salida compresor</i>	62	1318	438.1	1.75	sobrecalentado
<i>Salida condensador</i>	50	1318	271.6	1.24	subenfriado
<i>Entrada evaporador</i>	5	350	271.6	1.26	0.33

<sup>a</sup> El ciclo del refrigerante es a una temperatura de evaporación de 5 °C y una temperatura de condensación de 50 °C.

Cuadro 50: Modelos lineales para la predicción del área de transferencia de calor y el número de vueltas del intercambiador de captación y evaporador en función de la tasa de remoción de calor de la fuente \*

<i>Captador<sup>a</sup>.</i>		
Predicción	Modelo	R <sup>2</sup>
Área de transferencia de calor	$y=0.0498x+0.0024$	0.9996
Número de vueltas	$y=0.2934x-8E-15$	0.9999
<b>Evaporador<sup>b</sup></b>		
Área de transferencia de calor	$y=0.0317x+0.4227$	0.9999

<sup>a</sup> El modelo aplica para las siguientes condiciones: tubería de cobre tipo M de 1 pulgada.

<sup>b</sup> El modelo aplicada para una tubería externa de polietileno de 3/4 de pulgada e interna de cobre tipo M de 1/4 pulgada. \* Ambos modelos aplican para la bomba de calor diseñada para el tanque de ahogamiento y agua como fluido externo a velocidad constante de 1.5 m/s.

Cuadro 51: Modelo lineal para la predicción de la temperatura de la aplicación de la bomba de calor en función de la longitud del condensador

<i>Condensador<sup>a</sup></i>		
Predicción	Modelo	R <sup>2</sup>
Temperatura aplicación	$y=6.9777x-63.078$	0.9765

<sup>a</sup> El modelo aplica para las siguientes condiciones: intercambiador con tubería externa de polietileno de alta densidad de 3/4 pulgada y tubería interna de cobre tipo M de 1/4 pulgada.

## 12.6. Selección del compresor

### 12.6.1. Selección del compresor para la bomba de calor de 18 kW diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor de caldera

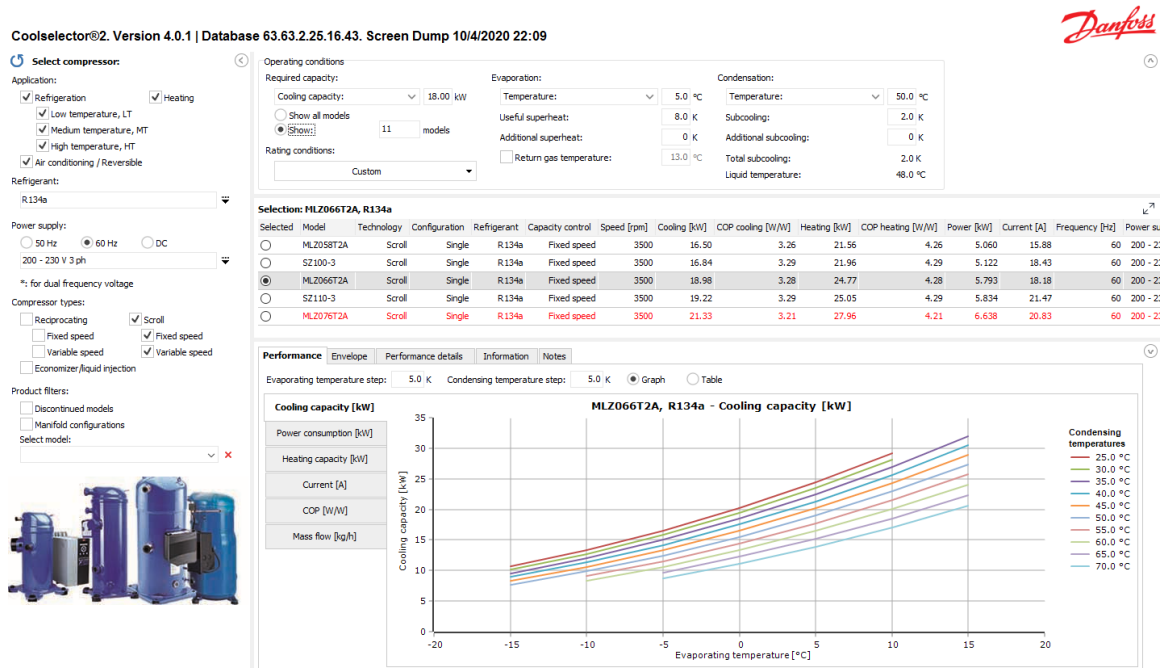


Figura 44: Capacidad de enfriamiento del compresor MLZ066T2A

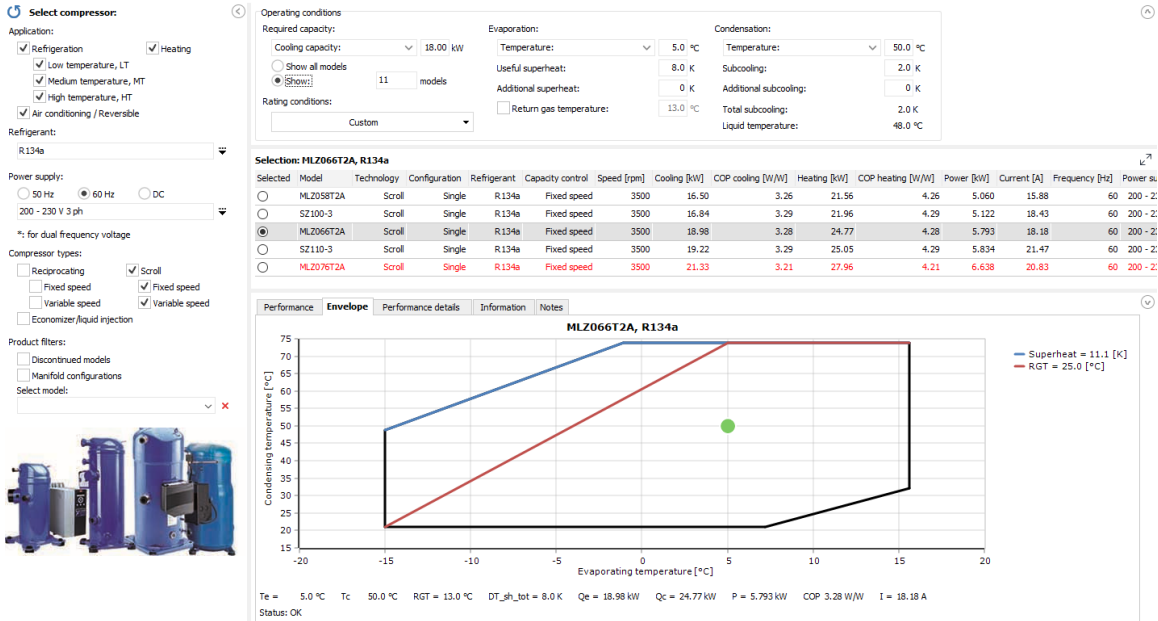


Figura 45: Desempeño del compresor MLZ066T2A para la temperatura de evaporación de 5 °C y temperatura de condensación de 50 °C

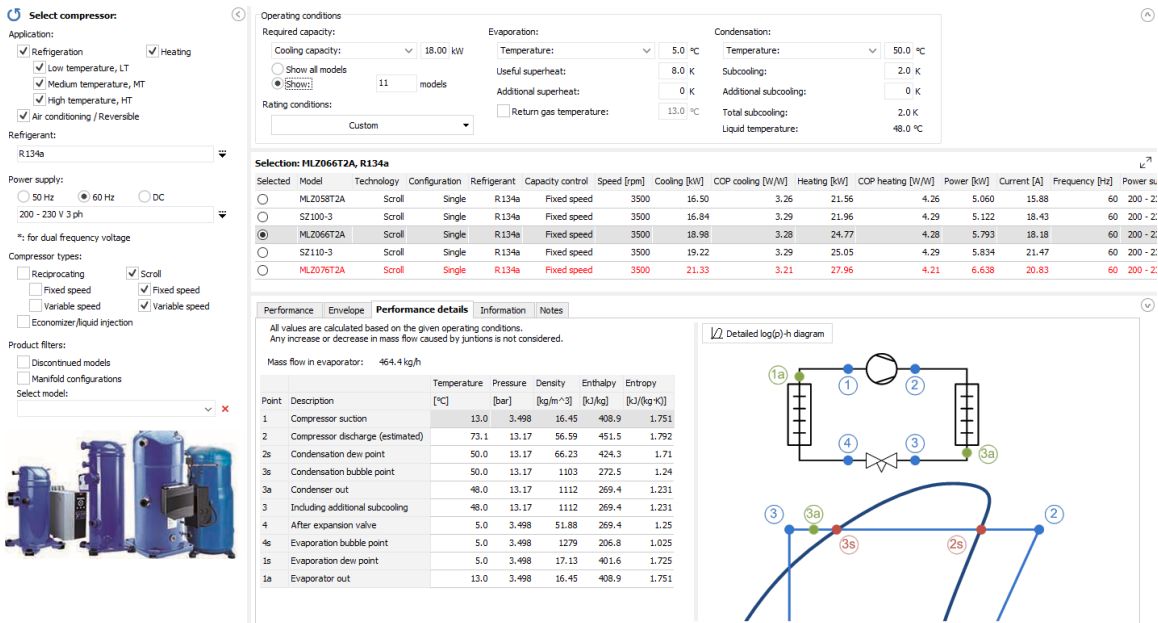


Figura 46: Análisis termodinámico del compresor MLZ066T2A para la temperatura de evaporación de 5 °C y temperatura de condensación de 50 °C



Figura 47: Coeficiente de operación de enfriamiento del compresor MLZ066T2A para diferentes temperaturas de evaporación y condensación

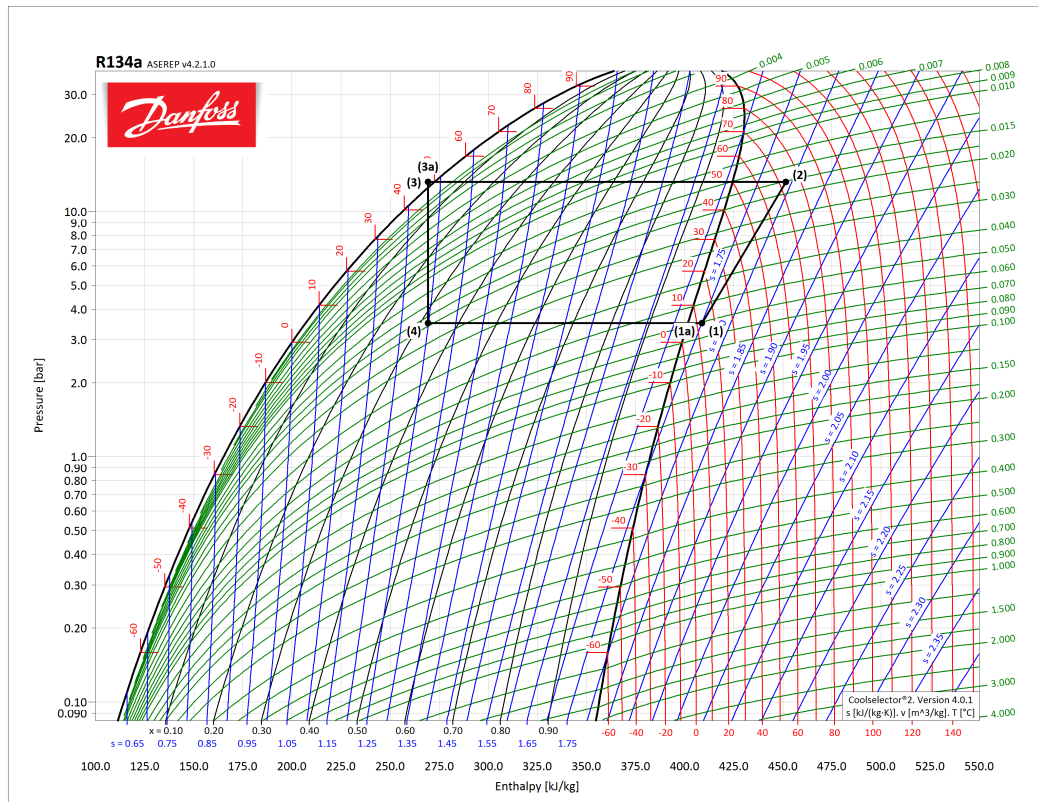
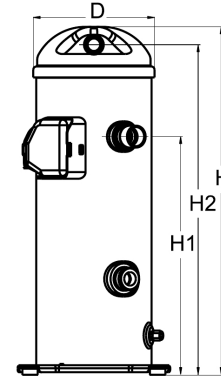


Figura 48: Diagrama P-h de la bomba de calor de 18 kW para el R-134a

**General Characteristics**

	MLZ066T2LC9	MLZ066T2LC9
Model number (on compressor nameplate)	121U8054	120U8054
Code number for Singlepack*	121U8053	120U8053
Code number for Industrial pack**	121U8053	120U8053
Drawing number	05R6167B-3	05R6167B-3
Suction and discharge connections	Brazed	Brazed
Suction connection	1-1/8" ODF	1-1/8" ODF
Discharge connection	7/8" ODF	7/8" ODF
Oil sight glass	Threaded	Threaded
Oil equalisation connection	None	None
Oil drain connection	1/4" flare	1/4" flare
LP gauge port	None	None
IPR valve	None	None
Swept volume	148.8 cm <sup>3</sup> /rev	
Displacement @ Nominal speed	25.9 m <sup>3</sup> /h @ 2900 rpm - 31.3 m <sup>3</sup> /h @ 3500 rpm	
Net weight	47 kg	
Oil charge	2.66 litre, PVE - -	
Maximum system test pressure Low Side / High side	- bar(g) / - bar(g)	
Maximum differential test pressure	- bar	
Maximum number of starts per hour	12	
Refrigerant charge limit	7.26 kg	
Approved refrigerants	R404A, R507, R134a, R407C, R22	

**Dimensions**

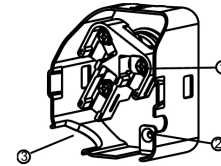


D=185 mm  
H=545 mm  
H1=369 mm  
H2=509 mm  
H3= - mm

**Electrical Characteristics**

Nominal voltage	208-230V/3/60Hz
Voltage range	188-253 V
Winding resistance between phases 1-2 +/- 7% at 25°C	0.319 Ω
Winding resistance between phases 1-3 +/- 7% at 25°C	0.315 Ω
Winding resistance between phases 2-3 +/- 7% at 25°C	0.327 Ω
Rated Load Amps (RLA)	29.5 A
Maximum Continuous Current (MCC)	46 A
Locked Rotor Amps (LRA)	235 A
Motor protection	Internal overload protector

**Terminal box**



IP22

- 1: Screw connectors 10-32 UNF x 9.5
- 2: Earth connection
- 3: Power cable passage

**Recommended Installation torques**

Suction Rotolock nut or valve	0 Nm
Discharge Rotolock nut or valve	0 Nm
Oil sight glass	52.5 Nm
Power connections / Earth connection	3 Nm / 2 Nm

**Parts shipped with compressor**

Mounting kit with grommets and sleeves
Initial oil charge
Installation instructions

**Approvals** : CE certified, UL certified (file SA11565), -

\*Singlepack: Compressor in cardboard box. 121U... optimised for Danfoss pallet, 120U... optimised for US pallet

\*\*Industrial pack: 121U...: 12 unboxed compressors on Danfoss pallet. 120U...: 16 unboxed compressors on US pallet

Figura 49: Hoja técnica del compresor MLZ066T2A para la bomba de calor diseñada para 18 kW

<b>Rotolock accessories, suction side</b>		<b>Code no.</b>
Solder sleeve, P02 (1-3/4" Rotolock, 1-1/8" ODF)		8153004
Rotolock valve, V02 (1-3/4" Rotolock, 1-1/8" ODF)		8168028
Gasket, 1-3/4"		8156132

<b>Rotolock accessories, discharge side</b>		<b>Code no.</b>
Rotolock valve, V05 (1-1/4" Rotolock, 7/8" ODF)		8168030
Gasket, 1-3/4"		8156132

<b>Rotolock accessories, sets</b>		<b>Code no.</b>
Solder sleeve adapter set (1-3/4" Rotolock, 1-1/8" ODF), (1-1/4" Rotolock, 7/8" ODF)		120Z0125
Valve set, V02(1"3/4-1"1/8), V05(1"1/4-7/8")		120Z0403
Gasket set, 1", 1-1/4", 1-3/4", OSG gaskets black & white		8156009

<b>Oil / lubricants</b>		<b>Code no.</b>
PVE lubricant, 320HV (FVC68D), 1 litre can		120Z5034

<b>Crankcase heaters</b>		<b>Code no.</b>
Belt type crankcase heater, 70 W, 230 V, UL		120Z5011
Belt type crankcase heater, 65 W, 230 V, CE mark, UL		120Z0059

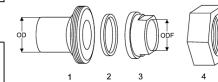
  

<b>Miscellaneous accessories</b>		<b>Code no.</b>
Acoustic hood		120Z5045
Discharge thermostat kit		7750009
IP54 upgrade kit		118U0057

<b>Spare parts</b>		<b>Code no.</b>
Mounting kit for 1 scroll compressor including 4 grommets, 4 sleeves, 4 bolts, 4 washers		120Z5005
Terminal box cover		120Z5018

**Solder sleeve adapter set**



- 1: Rotolock adapter (Suc & Dis)
- 2: Gasket (Suc & Dis)
- 3: Solder sleeve (Suc & Dis)
- 4: Rotolock nut (Suc & Dis)

Danfoss can accept no responsibility for possible errors in catalogues, brochures and other printed material. Danfoss reserves the right to alter its products without notice. This also applies to products already on order provided that such alternations can be made without subsequential changes being necessary in specifications already agreed. All trademarks in this material are property of the respective companies. Danfoss and the Danfoss logotype are trademarks of Danfoss A/S. All rights reserved.

Figura 50: Hoja técnica del compresor MLZ066T2A para la bomba de calor diseñada para 18 kW

## 12.7. Selección del compresor para la bomba de calor de 12 kW diseñada para el evaporador de simple efecto

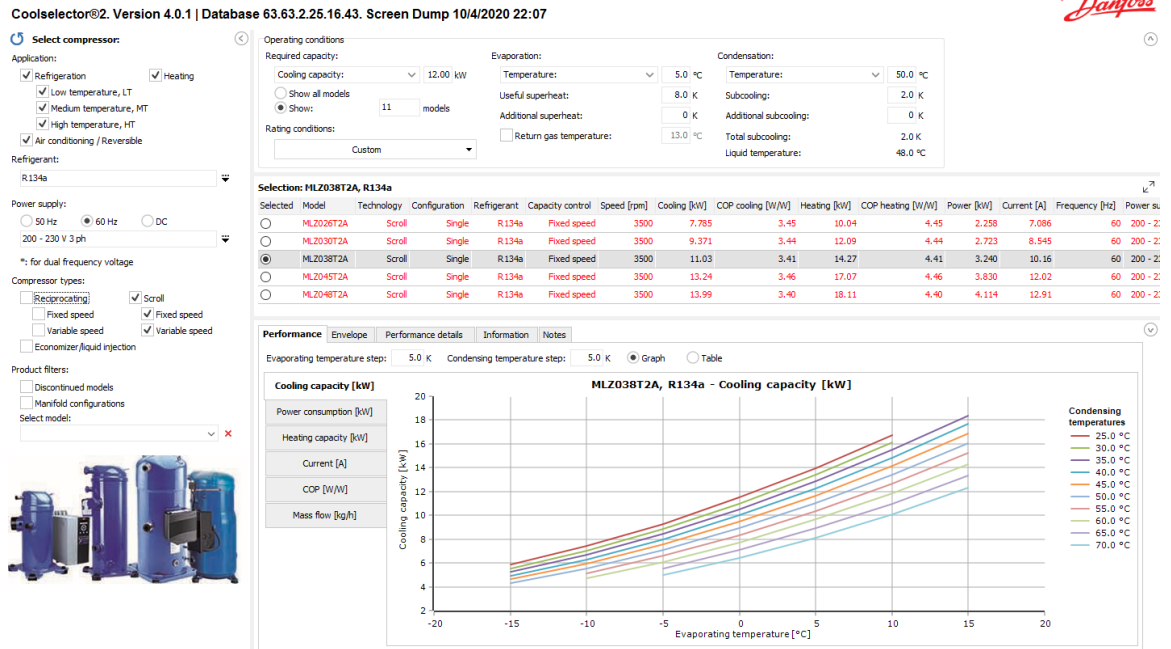


Figura 51: Capacidad de enfriamiento del compresor MLZ038T2A

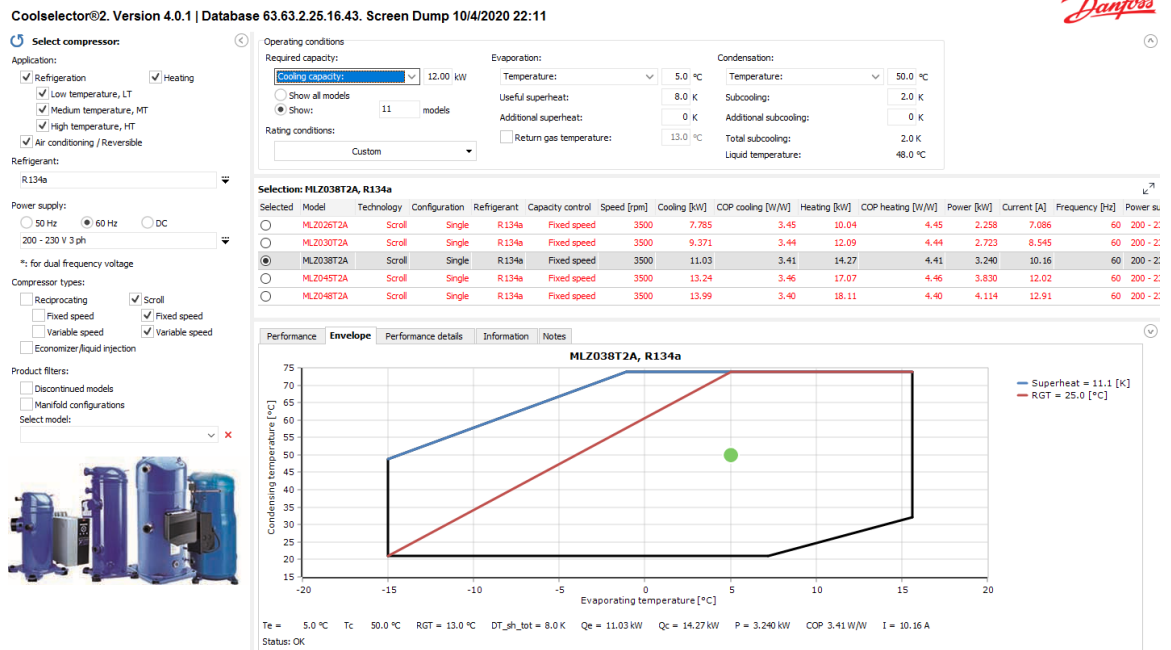


Figura 52: Desempeño del compresor MLZ038T2A para la temperatura de evaporación de 5 °C y temperatura de condensación de 50 °C

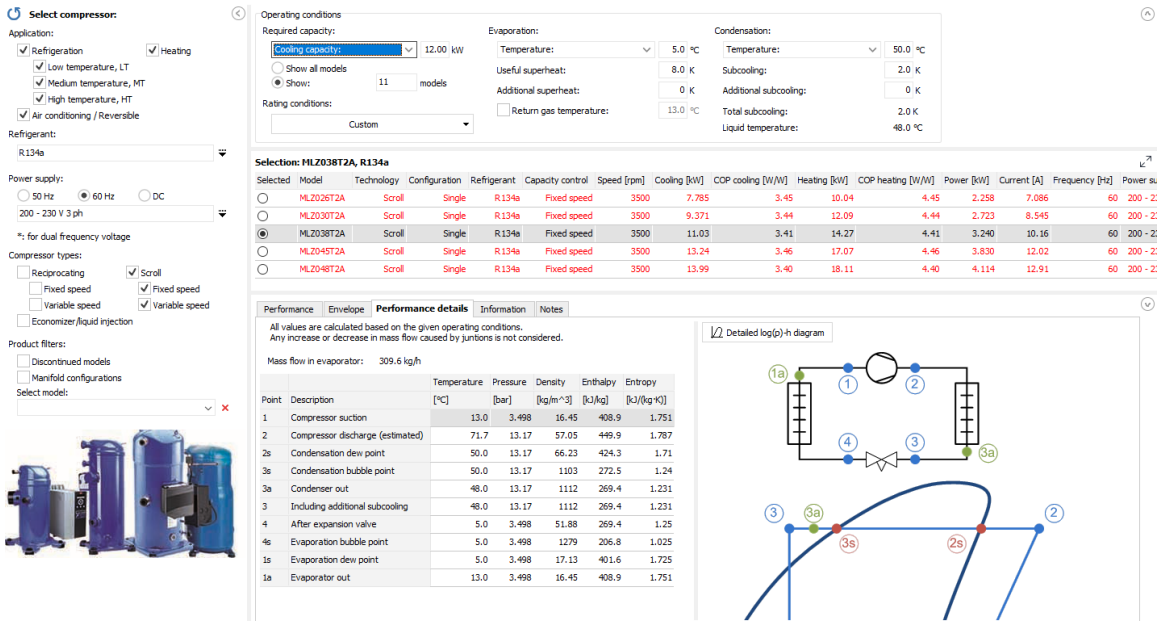


Figura 53: Análisis termodinámico del compresor MLZ038T2A para la temperatura de evaporación de 5 °C y temperatura de condensación de 50 °C

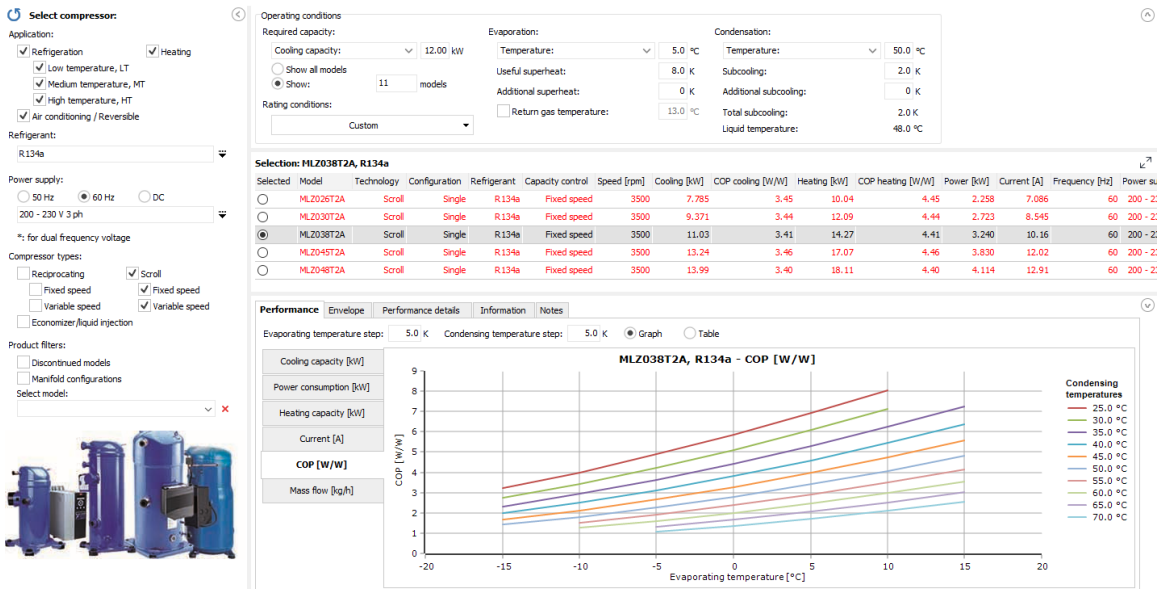


Figura 54: Coeficiente de operación de enfriamiento del compresor MLZ038T2A para diferentes temperaturas de evaporación y condensación

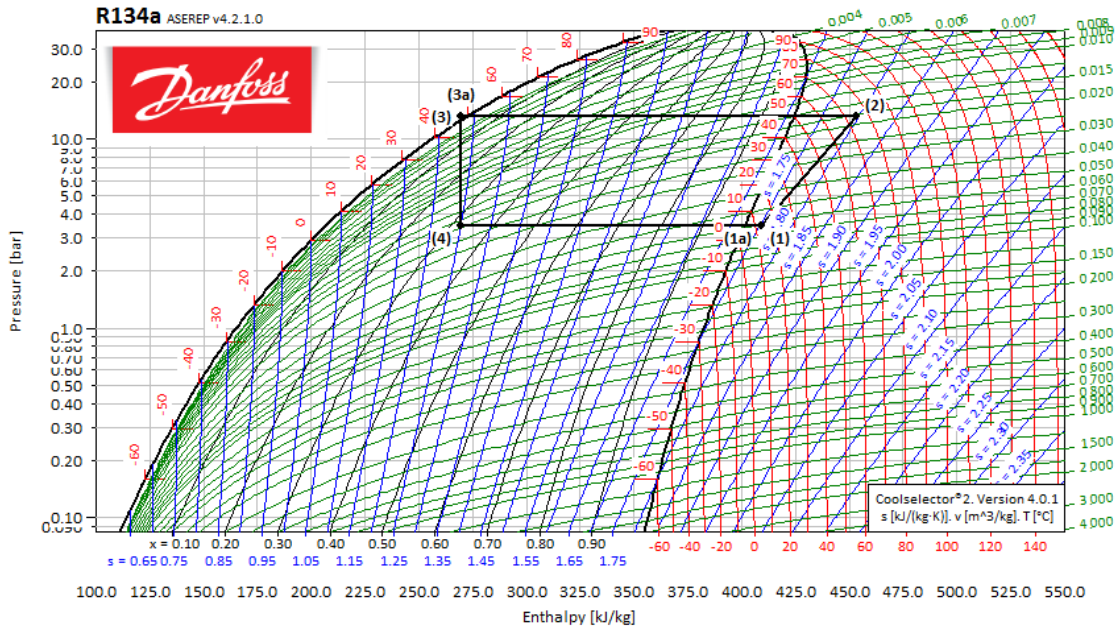


Figura 55: Diagrama P-h de la bomba de calor de 12 kW para el R-134a

## 12.8. Selección válvula de expansión para bomba de calor de 18 kW diseñada para el tanque de ahogamiento de vapor en caldera

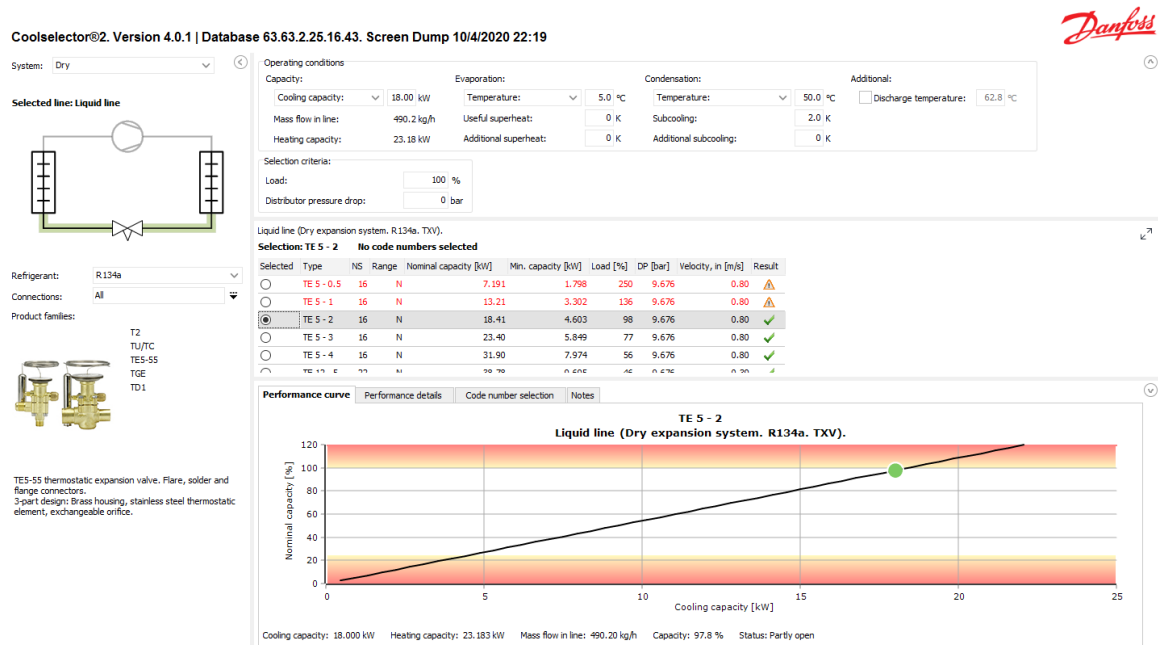


Figura 56: Desempeño de la válvula de expansión seleccionada T05-02

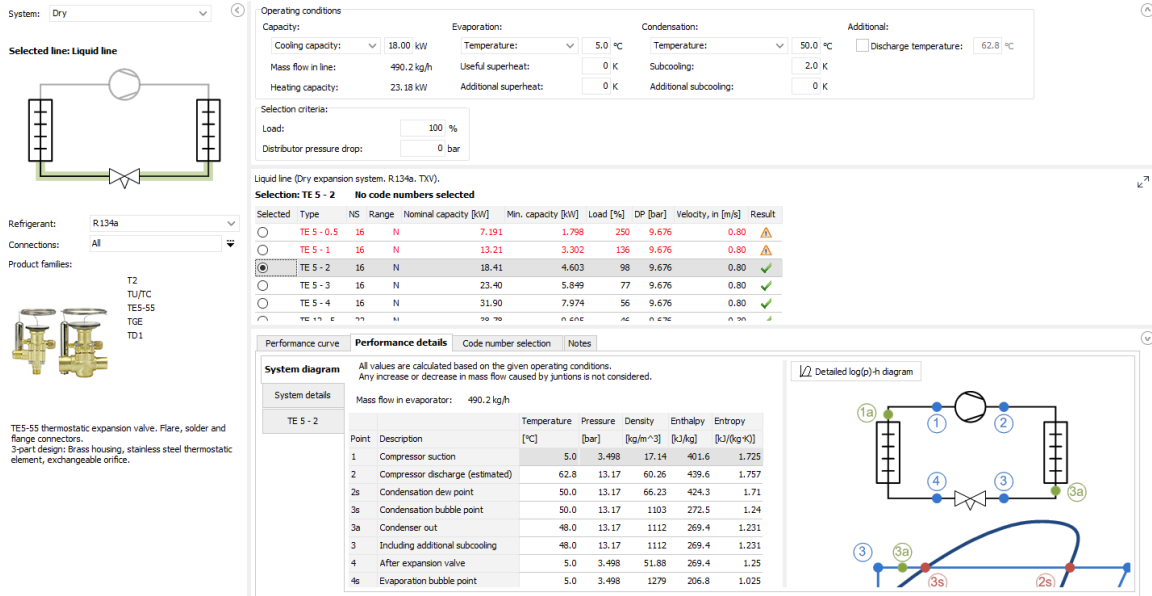


Figura 57: Análisis termodinámico para la válvula de expansión seleccionada T05-02

## 12.9. Selección válvula de expansión para bomba de calor de 12 kW diseñada para el evaporador de simple efecto

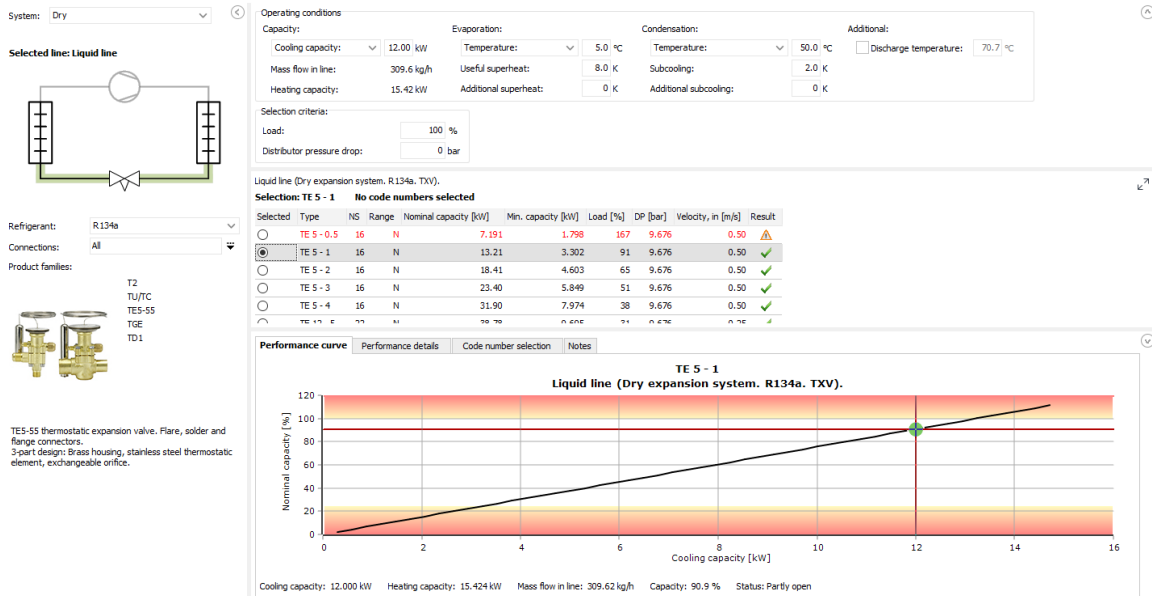


Figura 58: Desempeño de la válvula de expansión seleccionada T05-01

System: Dry

Selected line: Liquid line

Refrigerant: R134a

Connections: All

Product families: T2, TU/TC, TES-55, TOE, TD1

Operating conditions

Capacity: Cooling capacity: 12.00 kW, Heating capacity: 15.42 kW

Evaporation: Temperature: 5.0 °C, Useful superheat: 8.0 K, Additional superheat: 0 K

Condensation: Temperature: 50.0 °C, Subcooling: 2.0 K, Additional subcooling: 0 K

Additional: Discharge temperature: 70.7 °C

Selection criteria: Load: 100 %, Distributor pressure drop: 0 bar

Liquid line (Dry expansion system, R134a, TXV)

Selection: TE 5 - 1 No code numbers selected

Selected	Type	NS	Range	Nominal capacity [kW]	Min. capacity [kW]	Load [%]	DP [bar]	Velocity, in [m/s]	Result
<input type="radio"/>	TE 5 - 0.5	16	N	7.191	1.798	167	9.676	0.50	⚠
<input checked="" type="radio"/>	TE 5 - 1	16	N	13.21	3.302	91	9.676	0.50	✓
<input type="radio"/>	TE 5 - 2	16	N	18.41	4.603	65	9.676	0.50	✓
<input type="radio"/>	TE 5 - 3	16	N	23.40	5.849	51	9.676	0.50	✓
<input type="radio"/>	TE 5 - 4	16	N	31.90	7.974	38	9.676	0.50	✓

Performance curve

Performance details

Code number selection

Notes

System diagram

All values are calculated based on the given operating conditions. Any increase or decrease in mass flow caused by junctions is not considered.

System details

Mass flow in evaporator: 309.6 kg/h

Point	Description	Temperature [°C]	Pressure [bar]	Density [kg/m <sup>3</sup> ]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/(kg·K)]
1	Compressor suction	13.0	3.498	16.45	408.9	1.751
2	Compressor discharge (estimated)	70.7	13.17	57.39	448.7	1.783
2s	Condensation dew point	50.0	13.17	66.23	424.3	1.71
3s	Condensation bubble point	50.0	13.17	1103	272.5	1.24
3a	Condenser out	48.0	13.17	1112	269.4	1.231
3	Including additional subcooling	48.0	13.17	1112	269.4	1.231
4	After expansion valve	5.0	3.498	51.88	269.4	1.25
4e	Evaporation bubble point	5.0	3.498	1279	206.8	1.025

TE5-55 thermostatic expansion valve. Flare, solder and flange connectors. 3-part design: Brass housing, stainless steel thermostatic element, exchangeable orifice.

Figura 59: Análisis termodinámico para la válvula de expansión seleccionada T05-01

Data sheet | Thermostatic expansion valves, type TE 5 – TE 55

Capacity in kW. Range: -40 – 10 °C.  
Opening superheat sh = 4 K

SI units R134a

Valve type	Orifice no.	Cond. temp. [°C]	Evap. temp. [°C]					
			-40	-30	-20	-10	0	10
TE 5	0.5	45	2.64	3.42	4.37	5.49	6.70	7.80
	01	45	4.83	6.28	8.04	10.1	12.3	14.3
	02	45	6.75	8.80	11.3	14.1	17.2	19.8
	03	45	8.62	11.2	14.3	17.9	21.9	25.4
	04	45	11.4	14.9	19.2	24.3	29.8	34.5
TE 12	05	45	15.0	19.0	24.0	30.0	36.7	43.2
	06	45	19.0	24.3	31.0	39.1	48.5	57.5
	07	45	25.2	31.7	39.9	50.1	62.1	73.9
TE 20	08	45	29.5	38.0	48.7	61.6	76.1	89.3
	09	45	32.6	42.1	54.4	69.9	87.7	105
TE 55	10	45	35.1	47.5	63.1	82.6	105	128
	11	45	38.6	52.1	69.4	90.6	115	140
	12	45	41.4	56.0	74.7	98.1	126	153
	13	45	49.8	67.8	90.9	120	154	189

Capacity in TR. Range: -40 – 50 °F.  
Opening superheat sh = 7.2 °F.

US units R134a

Valve type	Orifice no.	Cond. temp. [°F]	Evap. temp. [°F]					
			-40	-20	0	20	40	50
TE 5	0.5	115	0.75	1.00	1.31	1.67	2.06	2.23
	01	115	1.37	1.83	2.40	3.08	3.78	4.08
	02	115	1.91	2.57	3.37	4.31	5.26	5.66
	03	115	2.44	3.25	4.27	5.47	6.71	7.25
	04	115	3.23	4.34	5.75	7.42	9.14	9.87
TE 12	05	115	4.25	5.51	7.12	9.10	11.3	12.3
	06	115	5.38	7.04	9.21	11.9	15.0	16.4
	07	115	7.12	9.15	11.8	15.2	19.1	20.9
TE 20	08	115	8.34	11.1	14.5	18.8	23.4	25.4
	09	115	9.19	12.2	16.2	21.3	27.1	29.8
TE 55	10	115	9.86	13.8	18.9	25.4	32.7	36.2
	11	115	10.8	15.1	20.8	27.8	35.8	39.6
	12	115	11.6	16.2	22.3	30.1	39.1	43.5
	13	115	13.9	19.6	27.2	36.8	47.9	53.2

Capacity in kW. Range: -40 – 10 °C.  
Opening superheat sh = 4 K

SI units R134a

Valve type	Orifice no.	Cond. temp. [°C]	Evap. temp. [°C]					
			-40	-30	-20	-10	0	10
TE 5	0.5	55	2.56	3.32	4.27	5.41	6.72	8.06
	01	55	4.68	6.09	7.84	9.95	12.4	14.8
	02	55	6.52	8.54	11.0	14.0	17.3	20.6
	03	55	8.34	10.8	13.8	17.5	21.8	26.1
	04	55	10.9	14.3	18.5	23.7	29.6	35.7
TE 12	05	55	14.4	18.0	22.6	28.3	35.2	42.8
	06	55	18.0	22.8	29.0	36.8	46.4	56.9
	07	55	23.8	29.4	36.6	45.8	57.3	70.4
TE 20	08	55	28.1	35.9	45.9	58.4	73.4	89.4
	09	55	30.5	38.9	49.9	64.2	82.0	102
TE 55	10	55	31.2	42.6	57.3	76.2	99.2	125
	11	55	34.0	46.5	62.6	83.1	108	136
	12	55	36.1	49.4	66.7	89.0	117	148
	13	55	42.7	58.7	79.8	107	141	179

Capacity in TR. Range: -40 – 50 °F.  
Opening superheat sh = 7.2 °F.

US units R134a

Valve type	Orifice no.	Cond. temp. [°F]	Evap. temp. [°F]					
			-40	-20	0	20	40	50
TE 5	0.5	135	0.72	0.96	1.27	1.64	2.07	2.29
	01	135	1.32	1.76	2.33	3.02	3.81	4.20
	02	135	1.83	2.47	3.27	4.24	5.33	5.86
	03	135	2.34	3.11	4.09	5.31	6.71	7.40
	04	135	3.06	4.11	5.48	7.19	9.15	10.1
TE 12	05	135	4.05	5.16	6.63	8.51	10.8	12.0
	06	135	5.04	6.53	8.50	11.1	14.3	16.0
	07	135	6.67	8.37	10.6	13.7	17.5	19.6
TE 20	08	135	7.87	10.3	13.5	17.6	22.6	25.2
	09	135	8.49	11.1	14.6	19.3	25.3	28.5
TE 55	10	135	8.57	12.1	16.9	23.2	30.8	35.0
	11	135	9.34	13.2	18.4	25.2	33.5	38.0
	12	135	9.89	14.0	19.6	27.0	36.2	41.2
	13	135	11.6	16.6	23.4	32.4	43.6	49.8

Subcooling correction factor,  $f_{sub}$

Subcooling [K]	2	4	10	15	20	25	30
Correction factor	0.98	1.00	1.06	1.12	1.17	1.22	1.28

Subcooling correction factor,  $f_{sub}$

Subcooling [°F]	2	7	10	20	30	40	50
Correction factor	0.97	1.00	1.02	1.08	1.15	1.21	1.27

Distributor correction factor,  $f_p$

SI units R134a

Pressure drop [bar] $\Delta p$	Evap. temp. [°C]					
	-40	-30	-20	-10	0	10
0	1	1	1	1	1	1
1	0.93	0.93	0.92	0.92	0.90	0.87
1.5	0.90	0.89	0.88	0.87	0.84	0.79
2	0.86	0.85	0.84	0.82	0.79	0.71

Calculated at 32 °C condensing temperature.

Distributor correction factor,  $f_p$

US units R134a

Pressure drop [psi] $\Delta p$	Evap. temp. [°F]					
	-40	-20	0	20	40	50
0	1	1	1	1	1	1
15	0.93	0.93	0.92	0.91	0.89	0.86
25	0.88	0.87	0.86	0.84	0.80	0.76
30	0.86	0.85	0.83	0.81	0.75	0.70

Calculated at 90 °F condensing temperature.

Figura 60: Selección del tipo y tamaño del orificio de las válvulas de expansión seleccionadas T05-01 y T05-02

Data sheet | Thermostatic expansion valves, type TE 5 – TE 55

Dimensions and weights

Element	ØD <sub>3</sub> [mm]	ØD <sub>3</sub> [in]
Standard	53	2.09
Range -60 -- -25 °C (-75 -- -15 °F)	60	2.36

Inlet side ØD <sub>1</sub>	L <sub>1</sub> [mm]	L <sub>1</sub> [in]
½ in. / 12 mm ODF	10	0.39
¾ in. / 16 mm ODF	12	0.47
1 in. / 22 mm ODF	17	0.67

Outlet side ØD <sub>2</sub>	L <sub>1</sub> [mm]	L <sub>1</sub> [in]
¾ in. / 16 mm ODF	12	0.47
1 in. / 22 mm ODF	17	0.67
1 ¼ in. / 28 mm ODM	25	0.98

Valve body	L <sub>3</sub> [mm]	L <sub>3</sub> [in]	
Straight way	7/8 x 1 1/8	28	1.10
	22 X 28 mm	28	1.10
	5/8 x 7/8	28	1.10
	16 X 22 mm	28	1.10
Angle way	Others	25	0.98
	7/8 x 1 1/8	39	1.54
	22 x 28 mm	39	1.54
Others	28	1.10	

Valve body	L <sub>4</sub> [mm]	L <sub>4</sub> [in]	
Straight way	7/8 x 1 1/8	97	3.82
	22 X 28 mm	97	3.82
	5/8 x 7/8	97	3.82
	16 X 22 mm	97	3.82
Angle way	Others	74	2.91
	7/8 x 1 1/8	52	2.05
	22 x 28 mm	52	2.05
Others	40	1.57	

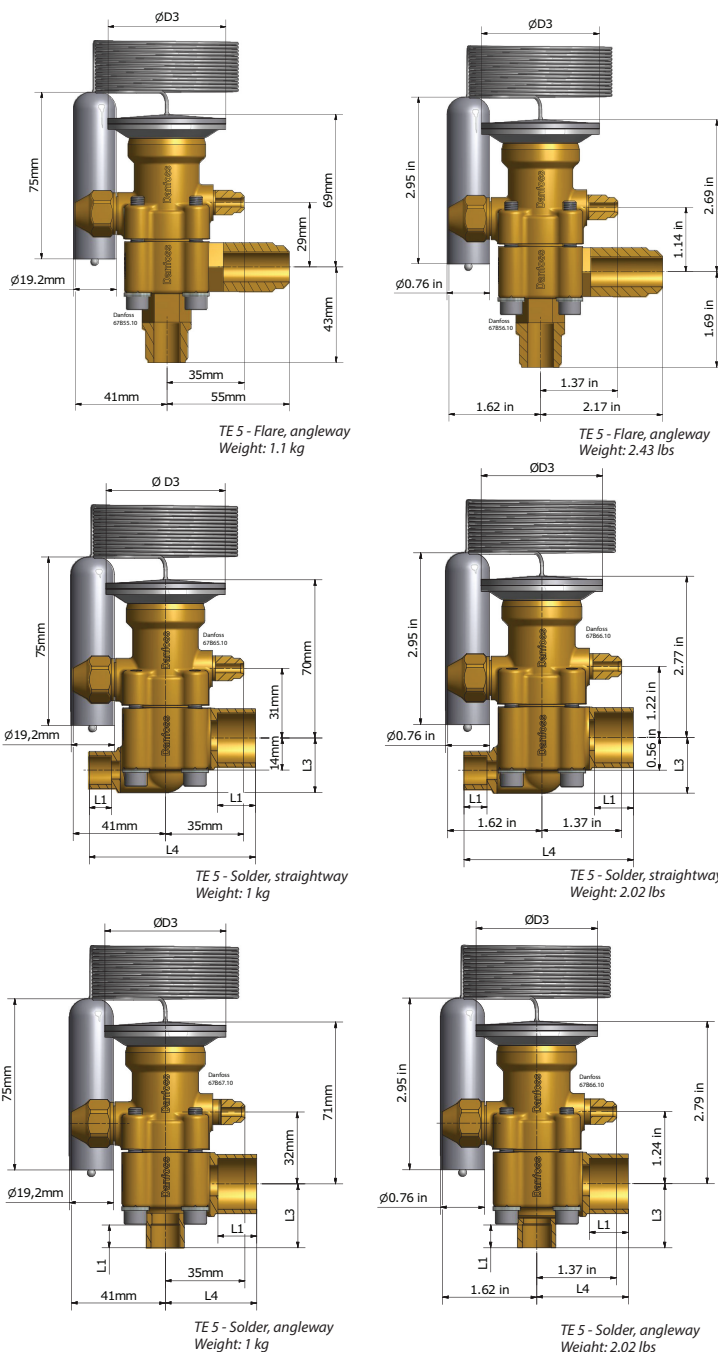


Figura 61: Hoja técnica para las válvulas de expansión de tipo T05 seleccionadas para ambas bombas de calor

## 12.10. Cálculos de muestra

### 12.10.1. Evaluación del tanque de ahogamiento de caldera

$$\dot{Q}_{vapor} = \dot{Q}_{aguatanq} \quad (63)$$

$$\dot{m}_{vap}Cp_{vap}\Delta T + \lambda_{vap} = \dot{m}_{H_2O}Cp_{H_2O}\Delta T \quad (64)$$

Del balance de masa y energía anterior se calculó lo siguiente:

**Cálculo 1.** Energía del vapor que se ahoga en el tanque. Se utilizó la ecuación (6) y (8) de la sección de marco teórico.

$$\dot{Q}_{vap} = 9.19kg(4.187)\frac{kJ}{kg^{\circ}C}(168^{\circ}C - 45^{\circ}C) + 2055.66\frac{kJ}{kg} = 47,900.20kJ$$

**Cálculo 2.** Energía del agua del tanque a 25°C antes de ahogar vapor.

$$\dot{Q}_{H_2O@25^{\circ}C} = 162.85kg(104.83)\frac{kJ}{kg} = 17,071.22kJ$$

**Cálculo 3.** Energía disponible aprovechable en el tanque de ahogamiento después de haber ahogado vapor. Se utilizó la ecuación (5) de la sección de marco teórico.

$$\dot{Q}_{vap} = 196.0kg(4.187)\frac{kJ}{kg^{\circ}C}(45^{\circ}C - 25^{\circ}C) = 16,383.7kJ$$

**Cálculo 4.** Tasa de remoción de energía en el tanque considerando 15 minutos disponibles para la operación de la bomba

$$\dot{Q}_H = \frac{16,413.0kJ}{900s} = 18.20kW$$

### 12.10.2. Dimensionamiento del evaporador y condensador

Los cálculos que se presentan a continuación aplican para el diseño del intercambiador de captación, el evaporador y condensador de la bomba de calor.

**Cálculo 5.** Área transversal externa e interna por los tubos del intercambiador de calor usando la ecuación (28) del marco teórico.

$$A_i = \frac{\pi}{4}(0.0209\text{m})^2 = 0.00034\text{m}^2$$

**Cálculo 6.** Área superficial externa e interna de los tubos del intercambiador de calor usando la ecuación (29) del marco teórico.

$$A_s = \pi(0.0209\text{m})(1\text{m}) = 0.0657\text{m}^2$$

**Cálculo 7.** Velocidad lineal de los fluidos en el intercambiador usando la ecuación (26) del marco teórico.

$$\dot{m}_{R134a} = \frac{0.84\text{kg/s}}{(999.7\text{kg/m}^3)(0.0002728\text{m}^2)} = 3\text{m/s}$$

**Cálculo 8.** Flujo másico mínimo para el refrigerante R134a. Ver ecuación (10) del marco teórico.

$$\dot{m}_{R134a} = \frac{18204\text{W}}{401492.29\text{J/kg} - 206752.14\text{J/kg}} = 0.09\text{kg/s}$$

**Cálculo 9.** Viscosidad cinemática para el fluido externo e interno del intercambiador. Ver ecuación (16) del marco teórico.

$$\nu = \frac{1 \times 10^{-3}\text{kg/ms}}{998.16\text{kg/m}^3} = 1.00 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$$

**Cálculo 10.** Número de Reynolds para el fluido externo e interno del intercambiador. Se utilizó la ecuación (14) del marco teórico.

$$Re = \frac{4(0.84\text{kg/s})}{\pi(0.0209\text{m})(1.00 \times 10^{-3}\text{kg/m}^2\text{s})} = 51285.87 = \textit{turbulento}$$

**Cálculo 11.** Número de Nusselt para el fluido externo e interno del intercambiador. Se utilizó la ecuación (22) del marco teórico.

$$Nu = \frac{0.3387(51285.87)^{0.5}(7.01)^{\frac{1}{3}}}{(1 + (\frac{0.0468}{7.01})^{2/3})^{1/4}} = 1.46 \times 10^2$$

Nota: El número de Nusselt para convección forzada interna se calcula con la ecuación de Petukov (20) y (23). Y para convección natural se calcula con la ecuación (24).

**Cálculo 12.** Coeficiente de convección externo del intercambiador. Se usó la ecuación (15) del marco teórico.

$$h_o = \frac{0.598W/m^{\circ}C(1.46x10^2)}{(0.0269m)} = 3231.83 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Nota: De la misma forma se calcula el coeficiente de convección interno para el fluido interno del intercambiador.

**Cálculo 13.** Coeficiente global de transferencia de calor para el intercambiador. Se utilizó la ecuación (34) del marco teórico.

$$U = \frac{1}{(0.0428W/^{\circ}C)(0.0259m^2)} + \frac{1}{(0.0428W/^{\circ}C)(0.02992m^2)} = 1679.28 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

**Cálculo 14.** Temperatura media logarítmica según las temperaturas de entrada y salida del R-134a y el agua en el intercambiador. Se utilizó la ecuación (31) del marco teórico.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(5^{\circ}C - 20^{\circ}C)}{\ln \frac{5^{\circ}C}{20^{\circ}C}} = 10.82^{\circ}C$$

**Cálculo 15.** Área de transferencia de calor del intercambiador. Se calculó con la ecuación (36) del marco teórico.

$$A = \frac{18204W}{(10.82^{\circ}C)(1679.28 \frac{W}{m^2^{\circ}C})} = 1m^2$$

**Cálculo 16.** Longitud del intercambiador. Se calculó para determinar el número de vueltas del serpetín.

$$L = \frac{1m^2}{\pi(0.0269m)} = 11.84m$$

**Cálculo 17.** Número de vueltas del serpetín considerando que el diámetro de una vuelta del serpetín es de 0.5 m.

$$Vueltas = \frac{11.84m}{\pi(0.5m)} = 8$$

En el intercambiador de calor de captación se existe convección natural por lo que se agregan los siguientes dos cálculos para determinar el coeficiente global de transferencia de calor:

**Cálculo 18.** Número de Grashoff para convección natural en el intercambiador de captación. Se calculó con la (12) de la sección de marco teórico.

$$Gr_L = \frac{(9.8m/s^2)(2.81x10^{-4}1/k)(10^\circ C - 45^\circ C)(0.02858m^3)}{(8.45x10^{-7}m^2/s)^2} = 3.15x10^6$$

**Cálculo 19.** Número de Rayleigh para convección natural en el intercambiador de captación. Se calculó con la (13) de la sección de marco teórico.

$$Ra = 5.76(3.15x10^6) = 1.82x10^7$$

### 12.10.3. Análisis termodinámico de la bomba de calor

#### Compresor

**Cálculo 20.** Eficiencia del compresor. Se calculó con la ecuación (56) de la sección de marco teórico.

$$\eta = \frac{18.98kW}{(18.98 + 5.793)kW} = 0.77$$

**Cálculo 21.** Trabajo isentrópico del compresor. Se calculó con la ecuación (57) de la sección de marco teórico.

$$W'_c = \frac{0.14kg/s(429.52 - 401.49)kJ/kg}{0.77} = 4.98kW$$

**Cálculo 22.** Trabajo real del compresor. Se calculó con la ecuación (57) de la sección de marco teórico.

$$W_c = 0.14kg/s(438.1 - 408.2)kJ/kg = 4.06kW$$

#### Condensador

**Cálculo 23.** Tasa de entrega de calor a la aplicación o liberada en el condensador. Se calculó con la ecuación (58) de la sección de marco teórico.

$$Q_H = 0.14 \text{kg/s}(271.6 - 438.1) \text{kJ/kg} = -22.64 \text{kW}$$

### Válvula de expansión

**Cálculo 24.** Potencia de subenfriamiento de la válvula de expansión. Se calculó con la ecuación (59) de la sección de marco teórico.

$$\Delta Q_{sub} = \frac{18.02 \text{kW}}{0.98} = 18.367 \text{kW}$$

### Evaporador

**Cálculo 25.** Tasa de remoción de calor de la fuente. Se calculó con la ecuación (55) de la sección de marco teórico.

$$Q_c = 0.14 \text{kg/s}(408.2 - 271.6) \text{kJ/kg} = 18.6 \text{kW}$$

**Cálculo 26.** Coeficiente de operación (COP) de enfriamiento y calentamiento para la bomba de calor. Se calculó con la ecuación (61) y (62), respectivamente de la sección de marco teórico.

$$COP_R = \frac{18.6 \text{kW}}{(22.64 + 18.6) \text{kW}} = 4.6$$

$$COP_C = \frac{22.64 \text{kW}}{(22.64 + 18.6) \text{kW}} = 5.6$$

#### 12.10.4. Dimensionamiento intercambiador de coraza y tubos

**Cálculo 27.** Temperatura media logarítmica corregida para un intercambiador de 2 pasos por la coraza y 4 pasos por los tubos. Se calculó con la ecuación (40) de la sección de marco teórico.

$$\Delta T_m = 1.05(9.10^\circ \text{C}) = 9.56^\circ \text{C}$$

**Cálculo 28.** Área de transferencia de calor del intercambiador. Se calculó con la ecuación (36) del marco teórico.

$$A = \frac{12,000W}{(9.56^{\circ}C)(467.1\frac{W}{m^2^{\circ}C})} = 2.8m^2$$

**Cálculo 29.** Número de tubos del intercambiador. Se calculó con la ecuación (41) del marco teórico.

$$N_t = \frac{9.00x10^{-2}m^2}{2.8m^2} = 31$$

**Cálculo 30.** Número de tubos por paso del intercambiador. Se calculó con la ecuación (42) del marco teórico.

$$t_{paso} = \frac{31}{4} = 8$$

**Cálculo 31.** Diámetro del bundle del intercambiador. Se calculó con la ecuación (47) del marco teórico.

$$D_b = 0.0191\left(\frac{31}{0.175}\right)^{1/2.285} = 0.18m$$

**Cálculo 32.** Número de Nusselt para el fluido que fluye por los tubos y por la coraza. Se calculó con la ecuación (50) del marco teórico.

$$N_u = (2.10x10^{-3})(4.18x10^5)(0.88)^{0.33} = 841.41$$

**Cálculo 33.** Coeficiente de convección interno en los tubos del intercambiador. Se usó la ecuación (51) del marco teórico.

$$h_i = \frac{0.01408W/m^{\circ}C(841.41)}{(0.0157m)} = 754.52W/m^2^{\circ}C$$

**Cálculo 34.** Espacio de los deflectores en la coraza del intercambiador de calor. Se calculó con la ecuación (48) del marco teórico.

$$l_B = \frac{0.19m}{3} = 0.065m$$

**Cálculo 35.** Diámetro equivalente de la coraza o diámetro hidráulico para un arreglo triangular de los tubos. Se calculó con la ecuación (44) del marco teórico.

$$d_e = \frac{1.10}{0.0191m} [(0.024m)^2 - 0.917(0.0191)^2] = 0.014m$$

**Cálculo 36.** Área transversal de la coraza por donde fluye agua. Se calculó con la ecuación (44) del marco teórico.

$$A_s = \frac{(0.024m - 0.0191)(0.19)(0.065m)}{0.024m} = 0.003m^2$$

**Cálculo 37.** Coeficiente global de transferencia de calor para el intercambiador. Se utilizó la ecuación (34) del marco teórico.

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{4020.51W/^\circ C}\right) + 0.0002 + 5.1868 \times 10^{-5} + 0.0004 + \left(\frac{1}{754.52W/^\circ C}\right)} = 449.2W/m^2^\circ C$$

**Cálculo 38.** Caída de presión en los tubos. Se utilizó la ecuación (53) del marco teórico.

$$\Delta P_{tubos} = 8 \left( 4 \times (2.0 \times 10^{-3}) \times \frac{1.5m}{0.0157m} + 1.25 \right) \times (34.86kg/m^3)(9.015m/s)^2 = 4899.67Pa$$

**Cálculo 39.** Caída de presión en la coraza. Se utilizó la ecuación (54) del marco teórico.

$$\Delta P_{coraza} = 4(4.80 \times 10^{-2}) \left( \frac{0.19m}{0.014m} \right) \left( \frac{1.5m}{0.065m} \right) \frac{(995kg/m^3)(0.427m/s)^2}{2} = 11555.81Pa$$

**Cálculo 40.** Potencia requerida por la bomba centrífuga de recirculación de agua. Se utilizó la ecuación (59).

$$P = \frac{(0.84kg/s)(151.97J/kg)}{0.80} = 150J/s$$

$$P = \frac{(150W)(1Hp)}{746W} = 0.21HP$$

## 12.11. Bomba de recirculación de agua para los circuitos de la bomba de calor

Cuadro 52: Coeficientes de pérdida de fricción de los accesorios presentes en el circuito de la bomba de circulación de agua entre la fuente de calor y la bomba de calor

Tramo	Factor	1" PE	1" Cu	3/4" PE
Codos 90°	0.75	5	1	-
T recta	0.4	2	-	3
T usada como codo	1	1	-	-
Válvula de bola	70	1	-	-
Unión universal	0.04	4	2	1
<b>Total</b>		<b>75.71</b>	<b>0.83</b>	<b>1.24</b>

Cuadro 53: Caudal, longitud y pérdida de carga para cada tramo de tubería en el circuito de la bomba de recirculación de agua

Tramo	1" PE	1" Cu	3/4" PE
Diámetro interno (m)	0.0267	0.0268	0.0209
Caudal (m <sup>3</sup> /s)	8.46x10 <sup>-4</sup>	8.46x10 <sup>-4</sup>	8.46x10 <sup>-4</sup>
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	998.16	998.16	998.16
Viscosidad cinemática (kg/ms)	1.00x10 <sup>-3</sup>	1.00x10 <sup>-3</sup>	1.00x10 <sup>-3</sup>
Área transversal (m <sup>2</sup> )	5.60x10 <sup>-4</sup>	5.64x10 <sup>-4</sup>	3.43x10 <sup>-4</sup>
Velocidad lineal (m/s)	1.5	1.5	2.5
K/D	0.02284644	0.00006	0.0291866
Re	4.03x10 <sup>4</sup>	4.01x10 <sup>4</sup>	5.14x10 <sup>4</sup>
Factor de fricción	0.0125	0.0045	0.01375
Largo de tubería (m)	5.12	11.81	5.12
Pérdidas de superficie hfs (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )	9.588	7.933	13.474
Pérdidas por accesorios hff (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )	75.71	0.83	1.24
<b>Caída de presión total (m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>)</b>	<b>97.37</b>	<b>9.86</b>	<b>44.74</b>

Cuadro 54: Características de diseño para el cálculo de la bomba de recirculación necesaria para la bomba de calor de 18 kW en el tanque de ahogamiento de vapor de caldera

<b>Bomba de recirculación para bomba de calor de 18 kW.</b>		
Circuito	tanque-evaporador	condensador-aplicación
Caudal (m <sup>3</sup> /min)	0.051	0.011
Caudal (gal/min)	13.41	3.03
Cabeza (m)	3	10
Fluido	agua limpia	agua limpia
Temperatura promedio fluido (°C)	20	50
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	998.28	988.02
Velocidad lineal (m/s)	1.5	0.7

Cuadro 55: Características de diseño para el cálculo de la bomba de recirculación necesaria para la bomba de calor de 12 kW en el evaporador de simple efecto

<i>Bomba de recirculación para bomba de calor de 12 kW</i>		
<b>Circuito</b>	<b>Evaporador-evaporador</b>	<b>condensador -aplicación</b>
<b>Caudal (m<sup>3</sup>/min)</b>	0.017	0.0074
<b>Caudal (gal/min)</b>	4.5	1.95
<b>Cabeza (m)</b>	9	10
<b>Fluido</b>	agua limpia	agua limpia
<b>Temperatura promedio fluido (°C)</b>	25	50
<b>Densidad (kg/m<sup>3</sup>)</b>	997.13	988.02
<b>Velocidad lineal (m/s)</b>	1.04	0.45

Cuadro 56: Características de la bomba de recirculación calculada para el sistema.

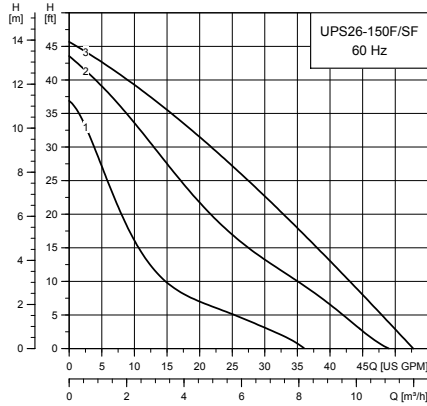
Flujo másico	0.84	kg/s
Eficiencia bomba	0.8	-
Caída de presión total	151.97	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
Potencia bomba	159.56	J/s
Potencia bomba	0.21	HP

Cuadro 57: Características de diseño para la bomba de recirculación seleccionada para ambas bombas de calor calculadas

<b>DATOS BOMBA</b>	
Marca	Grundfos
Tipo	GEOLINK
Modelo	UPS 26-150 SF - 60 HZ
Presión nominal máx (bar)	10
Temp. mín fluido ( $^{\circ}C$ )	2
temp. máx. fluido ( $^{\circ}C$ )	110
Motor	2-polos monofásico
Velocidad (rpm)	variable
Rango caudal ( $m^3/h$ )	0-12
Rango cabeza (m)	0-14
Fluido	Agua
potencia (HP)	0.5
Voltaje (V)	208-230
Amperaje	1.5
Variador de frecuencia	sí
Acoplamiento	GF 15/26 brida
Peso (kg)	7.9
Diámetro succión	1/2"
Diámetro descarga	1/2"
Material	acero inoxidable
<b>DIMENSIONES (mm)<sup>a</sup></b>	
A	165
B	181
C	149
D	98
E	95
F	79

<sup>a</sup> Ver más detalles en la Figura [56](#).

### UPS 26-150 F/SF



TM04-5463-4412

Flow range: 0-53 gpm (0-12 m<sup>3</sup>/h)  
 Head range: 0-46 ft (0-14 m)  
 Motor: 2-pole, single-phase  
 Max. liquid temperature: 230 °F (110 °C)  
 Min. liquid temperature: 36 °F (2 °C)  
 Max. system pressure: 145 psi (10 bar)

Model	Speed	Volts	Amps	Watts	Hp	Capacitor
UPS 26-150 F	III		3.5	370	1/2	
	II	115	3.1	335	1/2	40 µF / 180 V
	I		2.5	265	1/2	
UPS 26-150 SF	III		1.7	350	1/2	
	II	208	1.5	310	1/2	10 µF / 400 V
	I		1.2	250	1/2	
	III		1.7	370	1/2	
	II	230	1.5	335	1/2	10 µF / 400 V
	I		1.2	265	1/2	

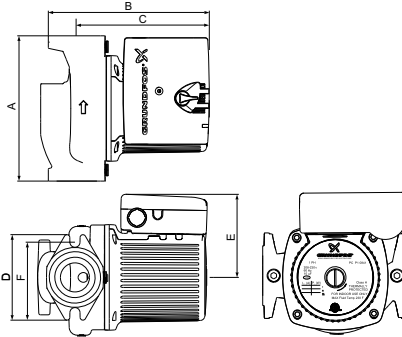
#### Approvals

UPS 26-150 F/SF



Drinking Water System Components  
 In Accordance with NSF/ANSI 372

#### UPS 26-150 F/SF



TM04 6014 4709

Model	Product number		Dimensions [inches (mm)]						Connection type and size	Shipping weight [lbs (kg)]
	115 V	208-230 V	A	B	C	D	E	F		
UPS 26-150 F	95906630	95906631	6.50 (165)	7.13 (181)	5.88 (149)	3.88 (98)	3.75 (95)	3.13 (79)	GF 15/26 flange (2) 1/2" dia. bolt holes	17.4 (7.9)
UPS 26-150 SF	95906632	95906633	6.50 (165)	7.13 (181)	5.88 (149)	3.88 (98)	3.75 (95)	3.13 (79)	GF 15/26 flange (2) 1/2" dia. bolt holes	17.4 (7.9)

Note: Dimensions in inches unless otherwise stated.

Figura 62: Hoja técnica para la bomba de recirculación seleccionada para bombeo de agua entre los circuitos de la bomba de calor

## 12.12. Dimensionamiento del intercambiador de coraza y tubos como evaporador para la bomba de calor diseñada de 12 kW.

Cuadro 58: Características del evaporador y condensador de la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto

<b>DISEÑO INTERCAMBIADOR CORAZA Y TUBOS COMO EVAPORADOR</b>		
Potencia	12	kW
Diámetro nominal tubos	3/4	in
Diámetro externo tubo	0.0191	m
Diámetro interno tubo	0.0157	m
Velocidad del R-134a en los tubos (en cada tubo)	0.29	m/s
Reynolds para R-134a	418187	-
Área total de transferencia	2.79	m <sup>2</sup>
Largo de los tubos	1.5	m
Número de tubos	31	-
Número de pasos en la coraza	2	pasos
Número de pasos en los tubos	4	pasos
Arreglo de los tubos	triangular	-
Pitch	0.024	m
Diámetro interno de la coraza	0.194	m
Reynolds para agua	10725	-
Velocidad lineal del agua	0.43	m/s
Caudal de agua	0.0011	m <sup>3</sup> /s
Coefficiente de transferencia interno	755	W/m <sup>2</sup> °C
Coefficiente de transferencia externo	4021	W/m <sup>2</sup> °C
Coefficiente de transferencia global	449	W/m <sup>2</sup> °C
Caída de presión en los tubo $\Delta P_t$	5.63	kPa
Caída de presión en la coraza $\Delta P_s$	11.56	kPa
Material coraza	Acero galvanizado	
Material tubos	Cobre tipo M	

Cuadro 59: Evaluación del coeficiente global y el área de transferencia de calor en función de la longitud de los tubos del intercambiador de tubos y coraza

<b>Largo tubo (m)</b>	<b>Coefficiente global de transferencia (W/m<sup>2</sup> °C)</b>	<b>Área provisional (m<sup>2</sup>)</b>
0.8	403.3	2.14
1	410.8	2.11
1.2	441.9	1.96
1.4	439.5	1.96
1.5	460.7	1.87
1.6	474.9	1.82

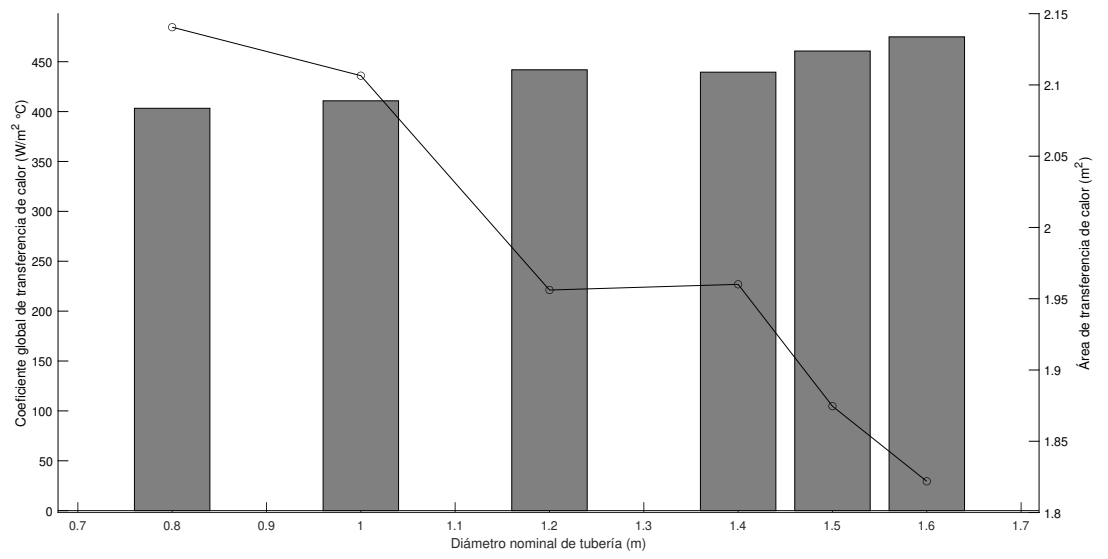


Figura 63: Evaluación del coeficiente global y el área de transferencia de calor en función de la longitud de los tubos del intercambiador de tubos y coraza

### 12.13. Análisis y selección de las fuentes para las bombas de calor propuestas

Cuadro 60: Análisis y selección de las posibles fuentes de calor para los dos tipos de bombas de calor propuestas

<i>Equipo</i>	<i>Frecuencia de uso</i>	<i>Calentamiento /enfriamiento</i>	<i>Temperaturas de los condensados (°C)</i>	<i>Volumen aproximado de condensados por vez que se utiliza (L)</i>
Caldera	Frecuente	Agua caliente	40 a 100	163
Manifold	Frecuente	Agua caliente	35 a 50	20-45
Evaporador de simple efecto	Frecuente	Agua caliente y requiere agua fría	20 a 45	10 – 70
Columna semi industrial de destilación de platos	Poco frecuente	Agua caliente y requiere agua fría	20 a 35	10-50
Planta semi industrial de biodiésel	Frecuente	Agua caliente y requiere agua fría	35 a 50	20-30
Sistema demostrativo de intercambiadores de calor	Poco	Agua caliente y requiere agua fría	Puede variar dependiendo del uso	10-40
Recuperador eléctrico de solventes de la columna de extracción líquido-líquido.	Poco	Agua caliente	Puede variar dependiendo del uso	10-40

## 12.14. Análisis y selección de las aplicaciones para las bombas de calor propuestas

Cuadro 61: Evaluación de las posibles aplicaciones de las bombas de calor propuestas

Aplicación	Características	Ventajas	Desventajas
Calentar agua o aire de ingreso a la caldera	Aumentar la eficiencia de la caldera precalentando el aire o el agua de entrada a la misma en un circuito cerrado.	Podría mejorar eficiencia de la caldera.  Distancia corta: El circuito desde donde estará la bomba de calor en el cuarto de calderas a donde se calentaría el agua de ingreso a la caldera es corto por lo tanto, podría utilizarse refrigerante como fluido de trabajo.	Podría desaprovechase una buena temperatura.  Podría requerir la instalación de un circuito cerrado nuevo en la caldera.
Incubadora	Temperaturas de operación de 2 a 50 °C. Temperatura máx: 40-50 °C depende del tipo de incubadora.  Se tendría que calentar aire.	Requiere una temperatura baja, aceptable y con alto potencial.	Podría desaprovechase calor, si en caso la fuente de calor da para una temperatura mayor.  Se calienta aire, no agua.  Este equipo se encuentra adentro del laboratorio, por lo que es importante considerar la distancia desde el cuarto de caldera hasta la incubadora para la instalación.

Cuadro 62: Evaluación de las posibles aplicaciones de las bombas de calor propuestas

Aplicación	Características	Ventajas	Desventajas
Planta de biodiésel	<p>Se produce biodiésel tres veces por semana. La planta opera 6 horas al día.</p> <p>La reacción se lleva a cabo a <math>70^{\circ}C</math> y el proceso de deshidratación a <math>120^{\circ}C</math>.</p>	<p>Por la operación de la planta y el requerimiento vapor, se producen condensados entre <math>30</math> a <math>55^{\circ}C</math>.</p>	<p>La planta para la reacción y deshidratación requiere temperaturas altas que la bomba de calor no podría darle. Sin embargo, es posible aprovechar la temperatura de los condensados generados cada vez que la planta de biodiésel opere para otra aplicación.</p>
Deshidratador	<p>Trabajan a temperaturas promedio de <math>40-70^{\circ}C</math>.</p> <p>Se debe calentar una masa de aire. Funciona con aire caliente y vacío.</p> <p>El tiempo de deshidratado depende de la geometría y espesor del producto como de las propiedades del aire de secado, humedad relativa, y velocidad del aire de secado.</p>	<p>Es una temperatura baja y aceptable.</p>	<p>El calor necesario depende mucho de la carga o capacidad del deshidratador.</p> <p>Tiempos de deshidratación muy largos.</p> <p>Considerar el tiempo necesario para realizar la deshidratación.</p> <p>El calor de la fuente debe ser suficiente para dar el tiempo que sea necesario la temperatura adecuada. El tiempo de deshidratado depende del contenido de agua del producto a deshidratar. La temperatura también podría variar en función a las dimensiones del deshidratador.</p>

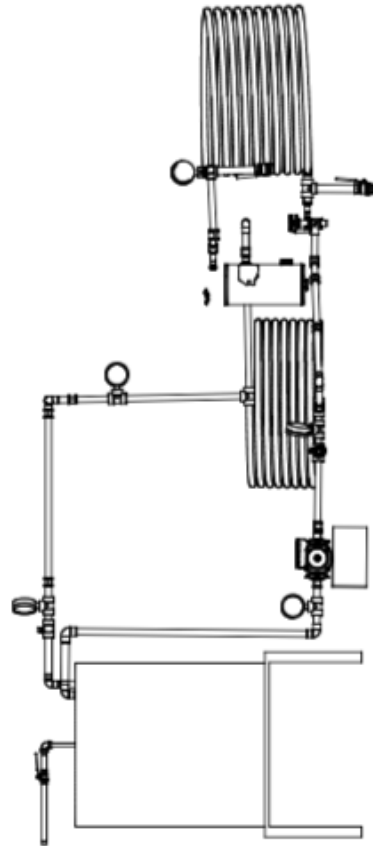
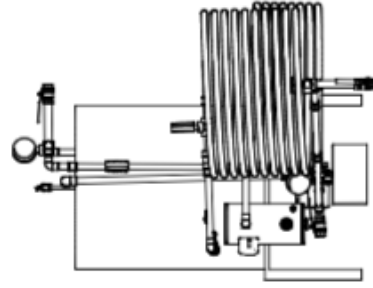
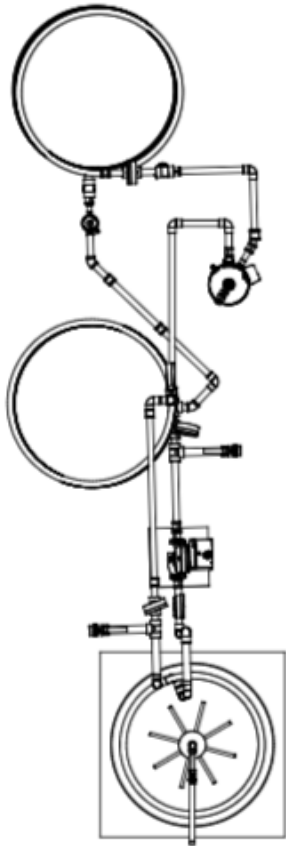
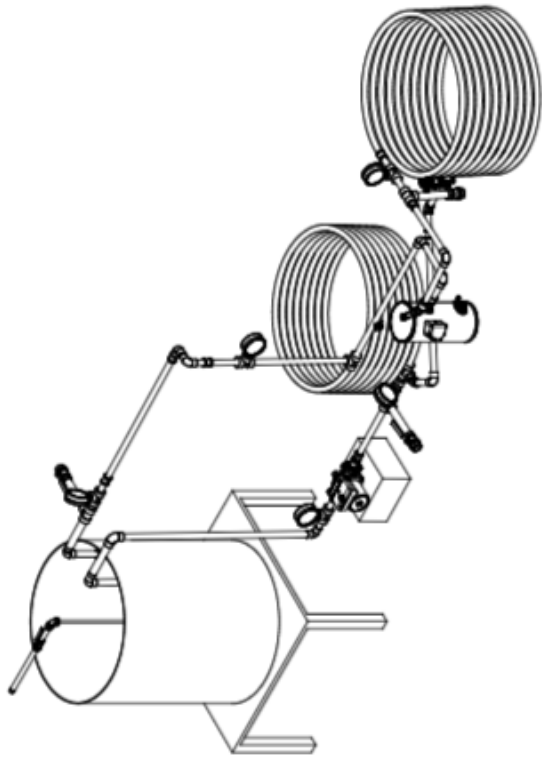


Figura 64: Planos instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera

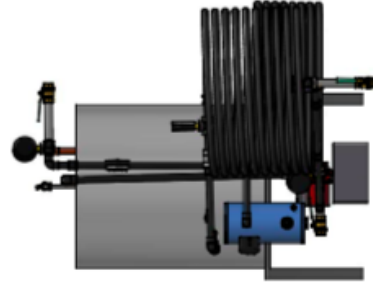


Figura 65. Planos instalación bomba de calor en el tanque de ahogamiento de vapor en caldera

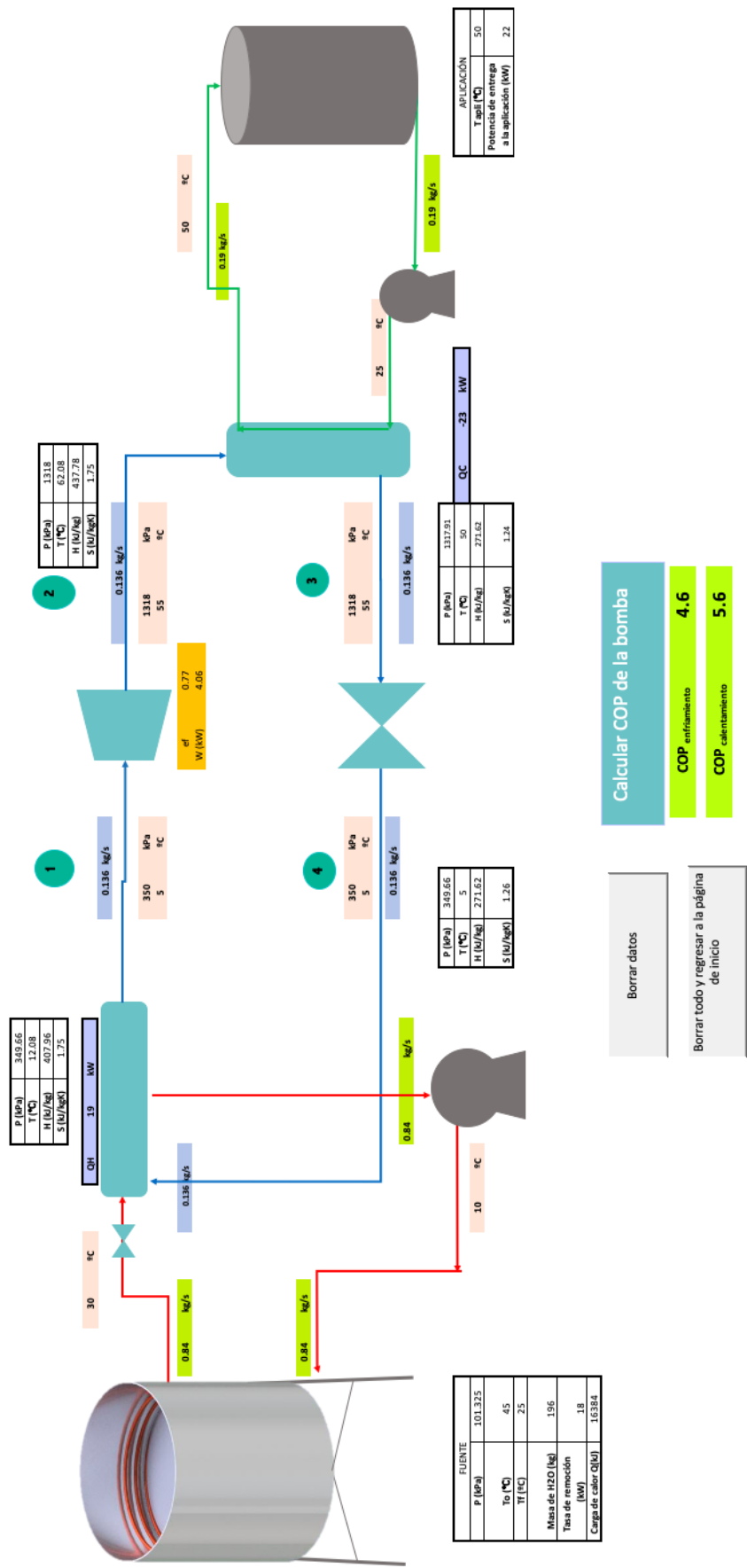


Figura 66: Hoja de cálculo para la estimación del coeficiente de operación (COP) de la bomba de calor

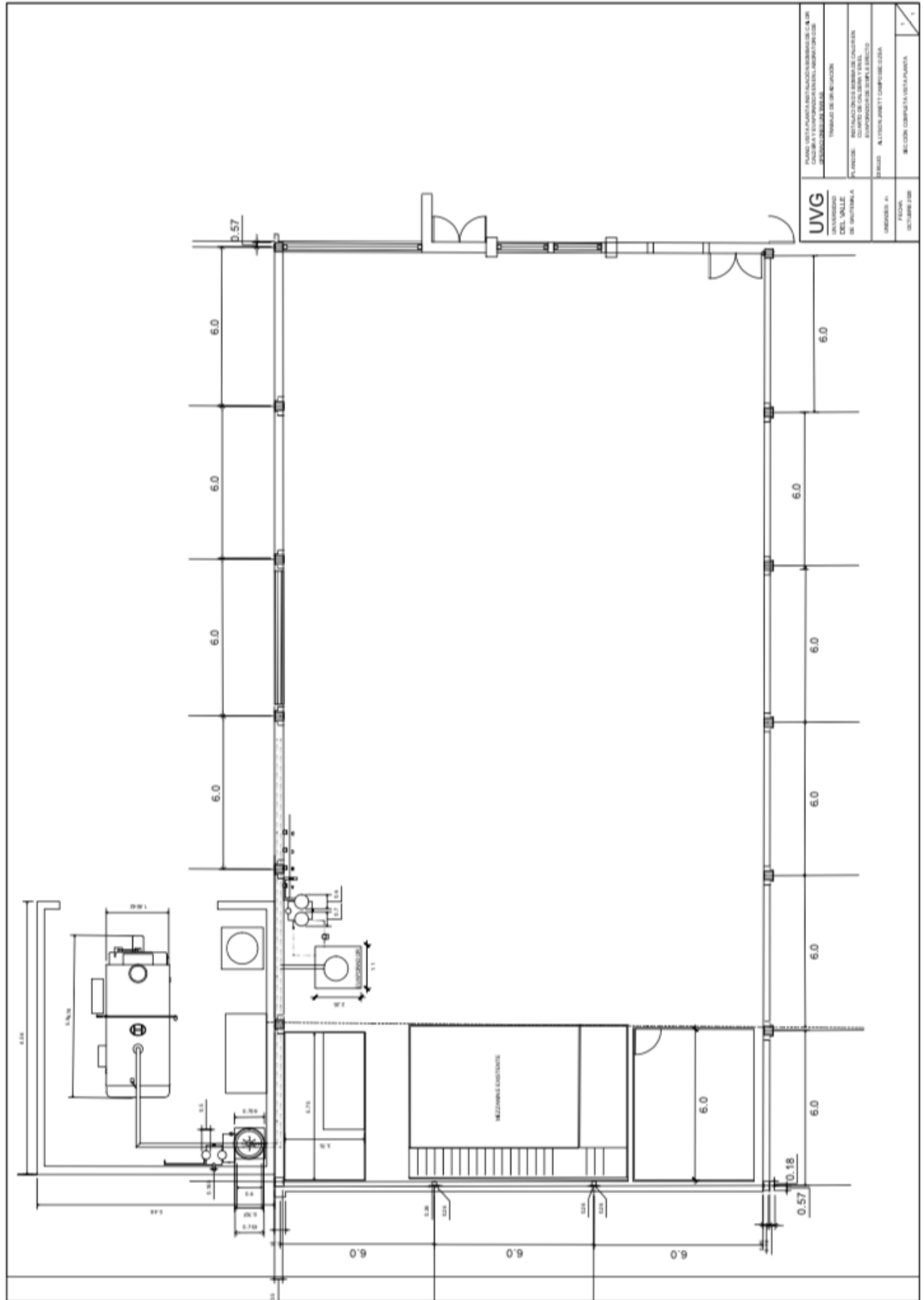


Figura 67: Plano instalación de las bombas de calor en el Laboratorio de Operaciones Unitarias

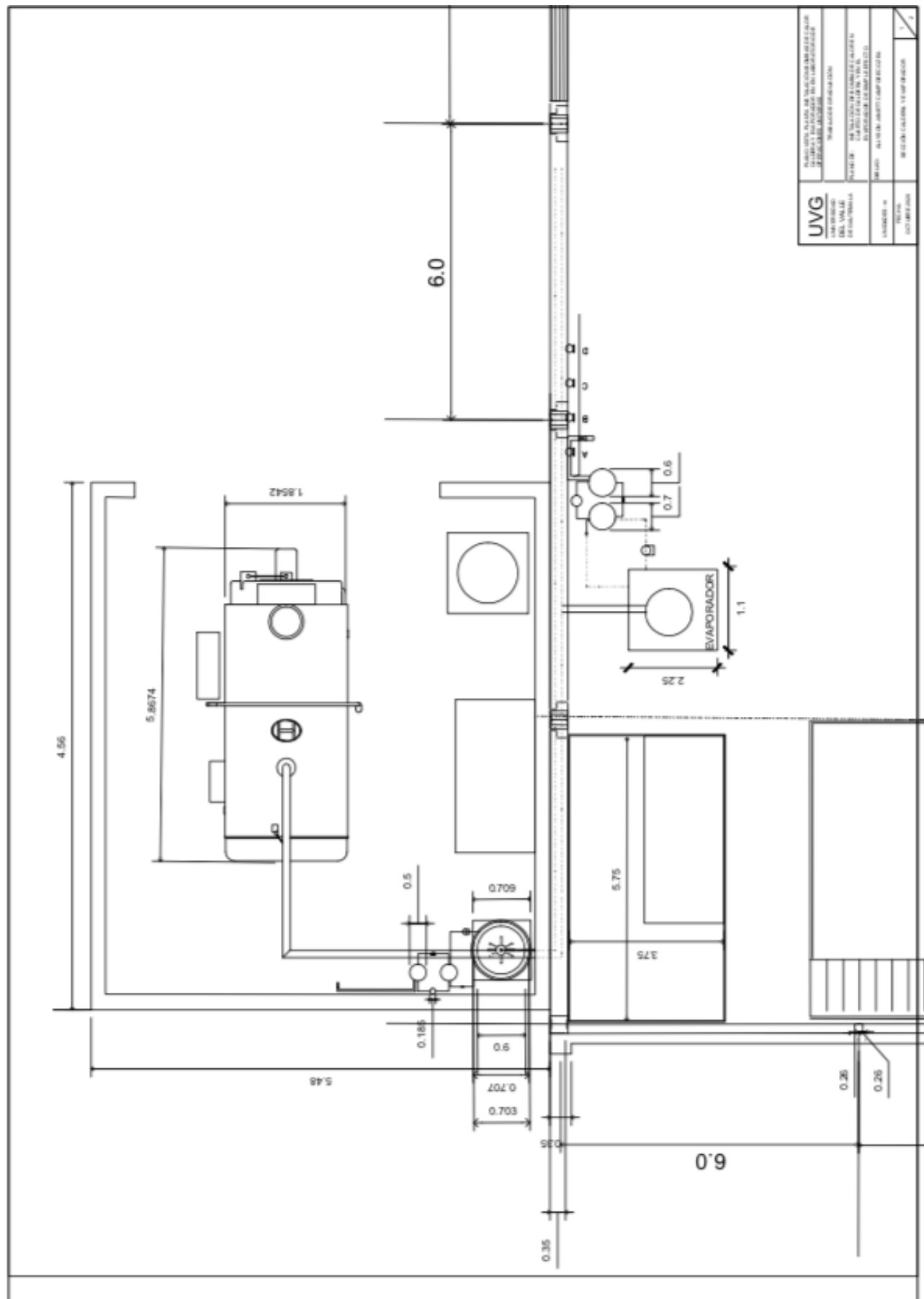


Figura 68: Plano instalación de las bombas de calor en el área de caldera y el área cercana al evaporador de simple efecto industrial del Laboratorio de Operaciones Unitarias

