



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Evaluación Termoeconómica de
Intercambiadores de Calor para Sistemas
ORC Operados con Recursos de Baja y
Media Entalpía**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniera mecánica

P R E S E N T A

Lucero Leslie Marcelino Mejía

DIRECTOR DE TESIS

M.I. Rodrigo Alarcón Flores



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2022



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Índice

Agradecimientos.....	1
Objetivo General	1
Objetivos Particulares	1
Resumen.....	2
Nomenclatura	4
Capítulo 1. Sistemas de Generación Eléctrica	6
Sistemas ORC.....	6
Definición	7
Panorama histórico.....	10
Componentes de un sistema ORC.....	13
Tipos de refrigerantes	17
Configuraciones	20
Estado del arte.....	23
Fuentes energéticas	26
Sistemas de recuperación de calor de procesos industriales.....	27
Biomasa	29
Solar.....	32
Geotermia	33
Geotermia en México.....	33
Generación eléctrica.....	35
Conclusiones.....	37
Capítulo 2. Intercambiadores de calor.....	39
Definición	39
Tipos	40
Intercambiadores de calor según su tipo de flujo.....	40
Intercambiadores de calor según su tipo de construcción.....	42
Intercambiadores de calor según su tipo de funcionamiento	48
Aerocondensadores.....	49

Torres de enfriamiento.....	50
Materiales	51
Mercado de intercambiadores de calor en México	53
Estado del arte de los intercambiadores de calor	56
Daños operativos	57
Conclusiones.....	59
Capítulo 3. Dimensionamiento del sistema de intercambiadores de calor.....	60
Metodología de cálculo	60
Intercambiadores de calor de placas	66
Intercambiadores de calor de tubo y coraza.....	73
Aerocondensadores	81
Torres de enfriamiento.....	91
Resultados	96
Ciclo IDEA 10	97
Ciclo IDEA 100	106
Conclusiones.....	114
Capítulo 4. Mantenimiento de los intercambiadores de calor	116
Características de la salmuera y principales problemas asociados.....	117
Métodos de prevención.....	119
Mantenimiento.....	123
Conclusiones.....	131
Capítulo 5. Análisis económico de intercambiadores de calor para ORC	133
Ciclo IDEA 10.....	133
Ciclo IDEA 100	137
Conclusiones.....	145
Capítulo 6. Conclusiones.....	147
Referencias	150
Anexos.....	157
A1. Valores típicos de coeficiente global de transferencia de calor (U [Btu/hft ² °F]).....	157
A2. Intercambiador de calor de tubos y coraza tipo AES	159

A3. Dimensiones de tubos	160
A4. Recuento de tubos de 3/4" en Pt triangular de 1"	161
A5. Recuento de tubos de 1" en Pt triangular de 1.25"	162
A6. Correlación para transferencia de calor en la coraza	163
A7. Guía para tamaño de boquilla	163
A8. Valores típicos de factor de ensuciamiento	164
A9. Valores típicos de coeficiente global de transferencia de calor (U [Btu/hft ² °F]) para aerocondensadores	165

Lista de figuras

Figura 1. Diagrama ciclo Rankine convencional.	8
Figura 2. Diagrama ORC (Grupo IIDEA, 2018).....	9
Figura 3. Kiabukawa, unidad de 200 kW (Rollet, 1957).	11
Figura 4. Ormat unidad de 0.6 kW (Bronicki, 2017).	11
Figura 5. Rusia unidad de 500 kW (DiPippo, 2011).....	12
Figura 6. Ormat 150 kW (Bronicki, 2017).....	12
Figura 7, McCabe 12.5 MW (Bronicki, 2017).....	12
Figura 8. Diagrama esquemático del ORC.....	13
Figura 9. CAD del ciclo Rankine Orgánico, (Grupo IIDEA, 2021).	16
Figura 10. Curvas TS para fluidos orgánicos (a) húmedos, (b) isentrópicos y (c) secos (Liu, He, Lu, & Sun, 2020).....	18
Figura 11. Esquema del ciclo Rankine orgánico simple.	20
Figura 12. Esquema del ciclo Rankine orgánico regenerativo.	21
Figura 13. Diagrama T-s de un ORC simple ideal (Amat, 2017).	22
Figura 14. Diagrama T-s de un ORC regenerativo (Amat, 2017).....	22
Figura 15. Capacidad instalada de sistemas ORC por aplicación (Tartiére & Astolfi, 2017).	23
Figura 16. Capacidad instalada de recuperación de calor por aplicación (Ibid, p. 6).	24
Figura 17. Evolución de la capacidad instalada por aplicación (Ibid, p. 7).	25
Figura 18. Diagrama de sistemas (a) ciclo Rankine de vapor, (b) ORC, (c) Ciclo Rankine combinado (Orgánico-ORC) (Tian & Shu, 2017).....	28
Figura 19. Diagrama de ciclo Rankine orgánico alimentado con biomasa (Ibid, p.529).....	29
Figura 20. Aichach, Alemania, 800 kWe (BWA, 2021).	30
Figura 21. Siezenheim, Austria, 1.5 MW (Ainring, 2022).....	31
Figura 22. Bregenz en Austria, 1 MWe (Tobias ILG, 2022).	31
Figura 23. Abbiategrosso, Milán, 200 kW (Prometheus, 2012).....	31
Figura 24. Diagrama de ciclo Rankine orgánico operado con energía solar (Orosz & Dickes, 2017).....	32
Figura 25. Campos geotérmicos en México (Gutiérrez & Lippmann, 2016).	34
Figura 26. Ciclo a contrapresión (Gruppo IIDEA, 2018).	36
Figura 27. Ciclo a condensación (Gruppo IIDEA, 2018).	37
Figura 28. Distribución de temperaturas para flujo paralelo (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011).....	40
Figura 29. Distribución de temperaturas para contraflujo (Ibid, p. 714).	41
Figura 30. Flujo cruzado, (a) Con aletas y ambos fluidos sin mezclar (b) Sin aletas y fluidos sin mezclar (Ibid, p. 706).	41
Figura 31. Intercambiador de calor de doble tubo (Kern, 1965).....	42
Figura 32. Intercambiador de calor de tubo y coraza (Cengel & Ghajar, 2011).....	43

Figura 33. Intercambiador de calor de tubo en espiral (Marín, Gonzalo, & Zuluaga, 2012).....	44
Figura 34. Intercambiador de calor de placas unido con juntas (Jogi & Lawankar, 2012).....	45
Figura 35. Intercambiador de calor de placas soldadas (Alfa Laval, 2015).....	46
Figura 36. Intercambiador de calor de placas y coraza (HFM, 2021).....	47
Figura 37. Esquema de intercambiador de calor de tubos y coraza. (a) Un paso por la coraza y dos por los tubos. (b) Dos pasos por la coraza y cuatro por los tubos.....	48
Figura 38. Diagrama de un aerocondensador (Fernández, 2012).	49
Figura 39. Torre de enfriamiento de tiro forzado.....	50
Figura 40. Torre de enfriamiento de tiro inducido.....	50
Figura 41. Diagrama de torres de enfriamiento de tiro forzado e inducido.	51
Figura 42. Flujo laminar y turbulento (Ibid, p.385).	64
Figura 43. Patrones de placas: (a) tabla de lavar, (b) zigzag, (c) Chevron o espina de pescado, (d) salientes y depresiones, (e) tabla de lavar con corrugaciones secundarias y (f) tabla de lavar oblicua.	66
Figura 44. Geometría de la placa Chevron (Khan, Khan, Chyu, & Ayub, 2010).....	67
Figura 45. Diagrama de flujo de la metodología de cálculo de los intercambiadores de calor de placas.....	72
Figura 46. Tipos de intercambiadores de calor de tubo y coraza según TEMA (Serth, 2007).	73
Figura 47. Disposición de tubos dentro de la coraza. (a) Cuadrado; (b) Cuadrado rotado; (c) Triangular (Serth, 2007).....	74
Figura 48. Diagrama de Moody (Cengel & Ghajar, 2011).	77
Figura 49. Diagrama de flujo de la metodología de cálculo de los intercambiadores de calor de tubo y coraza.	80
Figura 50. Aerocondensador con ventiladores superiores (Esindus, 2022).	81
Figura 51. Temperaturas promedio en Domo San Pedro, Nayarit (García M. , 2021).	82
Figura 52. Humedad relativa y velocidad del viento en Domo San Pedro, Nayarit (Ibid, p.55).	82
Figura 53. Diagrama T-s del refrigerante R1233zd.	83
Figura 54. Configuración de los haces de tubos (Fernández, 2012).	85
Figura 55. Disposición de tubos en aerocondensadores (Camaraza, Amoroz, Cruz, & García, 2019).....	86
Figura 56. Tipos de tubos aletados (AircoFin, 2022).....	86
Figura 57. Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011).....	88
Figura 58. Diagrama de flujo de la metodología de cálculo de los aerocondensadores.	90
Figura 59. Diagrama de torre de enfriamiento de tiro inducido (Aguilar, 2017).....	91
Figura 60. Curva de equilibrio H – T.	92
Figura 61. Carta Psicométrica.	93
Figura 62. Variables presentes en el proceso de humidificación (Aguilar, 2017).	93
Figura 63. Diagrama de flujo de la metodología de cálculo de las torres de enfriamiento.....	95

Figura 64. Balance de masa y energía IDEA 10.	97
Figura 65. Factor de corrección LMTD del condensador IDEA 10.....	98
Figura 66. Factor de corrección LMTD del evaporador IDEA 10.....	98
Figura 67. Eficiencia de aleta.	100
Figura 68. Curva de equilibrio para la torre de enfriamiento IDEA 10.	101
Figura 69. Intercambiador de calor de dos pasos por la coraza y cuatro por los tubos (Cengel & Ghajar, 2011).....	102
Figura 70. Diagrama T-s de R245fa.....	106
Figura 71. Diagrama T-s de R1233zd.	106
Figura 72. Balance de masa y energía IDEA 100.	107
Figura 73. Factor de corrección LMTD del condensador IDEA 100.....	109
Figura 74. Factor de corrección LMTD del evaporador IDEA 100.....	109
Figura 75. Curva de equilibrio para la torre de enfriamiento IDEA 100.	110
Figura 76. Incrustación en tuberías geotérmicas. A la izquierda, precipitados de CaCO ₃ en una tubería que transporta agua geotérmica de baja entalpía en Nigrita, Grecia. A la derecha, precipitados mixtos de sílice y sulfuro en tuberías de reinyección de la planta geotérmica de Milos, Grecia (Andritos, Karabelas, & Koutsoukos, 2002).	117
Figura 77. Concentración de sílice vs temperatura (Zarrouk, Woodhurst, & Morris, 2014).	118
Figura 78. Velocidad de precipitación de sílice vs pH (Gallup & Barcelon, 2005).....	119
Figura 79. Filtros tipo Y, a) acero al carbono, b) acero inoxidable (Termotran, 2022).	120
Figura 80. Tipos de mallas utilizadas para filtros (Termotran, 2022).	120
Figura 81. Limpieza de intercambiador de calor de tubos (Ibid, 457).	123
Figura 82. Mantenimiento de intercambiador de calor.	125
Figura 83. Pruebas operativas IDEA 10.....	126
Figura 84. Conexión de las líneas de salmuera.	127
Figura 85. Ciclo IDEA 10 operando de noche.	127
Figura 86. Comparación de costo de mantenimiento.	129
Figura 87. Incrustación y precipitación de sílice.....	130
Figura 88. Retiro de incrustación en tubería.	131
Figura 89. Ciclo IDEA 10 instalado.....	133
Figura 90. CAD Ciclo IDEA 10 (Grupo IIDEA, 2018).	134
Figura 91. Costo del sistema de transferencia de calor ciclo IDEA 10.....	135
Figura 92. Costo del sistema de transferencia de calor ciclo IDEA 100 (configuración 1).....	141
Figura 93. Costo del sistema de transferencia de calor ciclo IDEA 100 (configuración 2).....	141
Figura 94. Costo de configuraciones IDEA 100 a 5 años.	142
Figura 95. Costo de los ciclos según la tecnología.	143
Figura 96. Costos del ciclo IDEA 10 e IDEA 100.	144
Figura 97. Intercambiador de calor de tubos y coraza tipo AES (Serth, 2007).	159
Figura 98. Correlación para transferencia de calor en la coraza (Serth, 2007).	163

Lista de tablas

Tabla 1. Lista de fluidos de trabajo y sus propiedades (Macchi, 2017).....	19
Tabla 2. Clasificación de los recursos geotérmicos (Alarcón, 2012).....	26
Tabla 3. Clasificación de sistemas geotérmicos (Zahratul, Eylem, & Sadiq, 2021).....	26
Tabla 4. Materiales para juntas y temperaturas máximas de funcionamiento (Juárez & Mendoza, 2015).....	53
Tabla 5. Resumen de proveedores de equipos de intercambio de calor en México.....	55
Tabla 6. Correlación Focke de transferencia de calor.....	68
Tabla 7. Correlación Focke de caída de presión.....	69
Tabla 8. Dimensiones de tubos aletados (Thermofin, 2022).....	84
Tabla 9. Valores de C y m para una configuración alineada o escalonada (Fernández, 2012).....	87
Tabla 10. Factor de corrección C2 para Nu (Ibid, p.44).....	88
Tabla 11. Dimensiones de las placas para los intercambiadores IDEA10.....	97
Tabla 12. Resultados IC de placas IDEA10.....	97
Tabla 13. Valores propuestos para el IC de tubos y coraza para ciclo IDEA10.....	98
Tabla 14. Resultados intercambiadores de calor de tubos IDEA 10.....	99
Tabla 15. Valores propuestos para aerocondensador IDEA10.....	99
Tabla 16. Resultados de aerocondensador IDEA 10.....	99
Tabla 17. Valores propuestos para torre de enfriamiento IDEA10.....	100
Tabla 18. Resultados de la torre de enfriamiento IDEA10.....	100
Tabla 19. Comparación de evaporadores IDEA 10.....	103
Tabla 20. Comparación de condensadores IDEA 10.....	104
Tabla 21. Aerocondensador vs torre de enfriamiento IDEA 10.....	105
Tabla 22. Dimensiones de las placas para los intercambiadores IDEA100.....	108
Tabla 23. Resultados IC de placas IDEA100.....	108
Tabla 24. Valores propuestos para el IC de tubos y coraza para ciclo IDEA100.....	108
Tabla 25. Resultados intercambiadores de calor de tubos IDEA 100.....	109
Tabla 26. Resultados de aerocondensador IDEA 100.....	110
Tabla 27. Resultados para torre de enfriamiento IDEA100.....	111
Tabla 28. Comparación de evaporadores IDEA 100.....	111
Tabla 29. Comparación de condensadores IDEA 100.....	112
Tabla 30. Aerocondensador vs torre de enfriamiento IDEA 100.....	113
Tabla 31. Velocidad de la precipitación de sílice con modificación de pH con datos de (Gallup D. , 1996).....	121
Tabla 32. Velocidad de precipitación de sílice con inhibidores con datos de (Gallup & Barcelon, 2005).....	122
Tabla 33. Velocidad de deposición en intercambiadores de calor geotérmicos y su frecuencia de limpieza (Zarrouk, Woodhurst, & Morris, 2014).....	124

Tabla 34. Costos de los equipos del ciclo IDEA 10 (escenario 1).	135
Tabla 35. Costo ciclo IDEA 10 con aerocondensador (escenario 3).	136
Tabla 36. Costos de los evaporadores.	137
Tabla 37. Costos de los condensadores.	139
Tabla 38. Costo de las torres de enfriamiento.	140
Tabla 39. Costo ciclo IDEA 100 condensador y torre de enfriamiento (tecnología mexicana). ...	140
Tabla 40. Costo ciclo IDEA 100 con aerocondensador.	141
Tabla 41. Costo ciclo IDEA 100 condensador y torre de enfriamiento (tecnología extranjera)...	143
Tabla 42. Valores típicos de coeficiente global de transferencia de calor (Serth, 2007).	157
Tabla 43. Dimensiones de tubos (Serth, 2007).	160
Tabla 44. Recuento de tubos de 3/4" en Pt triangular de 1" (Serth, 2007).	161
Tabla 45. Recuento de tubos de 1" en Pt triangular de 1.25" (Serth, 2007).....	162
Tabla 46. Guía para tamaño de boquilla (Serth, 2007).	163
Tabla 47. Valores típicos de factor de ensuciamiento [hft ² °F/Btu] (Serth, 2007).....	164
Tabla 48. Valores típicos de coeficiente global de transferencia de calor (U [Btu/hft ² °F]) para aerocondensadores (Serth, 2007).	165

Agradecimientos

Al CeMIE-GEO por permitirme participar en el proyecto P11 “Desarrollo tecnológico para el aprovechamiento de la geotermia de baja entalpía” y aportar mi trabajo al desarrollo de energías alternas.

A Grupo IDEAS y al Instituto de Ingeniería

A la UNAM

Objetivo General

Realizar la evaluación termoeconómica y el dimensionamiento de los equipos del sistema de intercambio de calor utilizados en dos modelos de ciclos Rankine orgánico de 10 y 100 kilowatts de capacidad, diseñados en el Instituto de Ingeniería de la UNAM, operados con recursos geotérmicos de baja y media entalpía.

Objetivos Particulares

1. Describir de manera general los sistemas ORC y sus principales fuentes de energía.
2. Describir los equipos de intercambio de calor que pueden ser utilizados en los ORC, teniendo en cuenta los materiales con lo que están fabricados y la disponibilidad en el país.
3. Desarrollar la metodología para dimensionar el sistema de intercambio de calor y realizar los balances energéticos correspondientes a los ciclos de 10 y 100 kW
4. Dar a conocer los principales problemas al utilizar salmuera como fuente energética en estos equipos y proponer métodos de prevención, así como describir el mantenimiento que se debe llevar a cabo para corregir dichos problemas.
5. Realizar el análisis termoeconómico de los sistemas presentados y determinar la configuración adecuada para cada caso.

Resumen

Siguiendo la línea del desarrollo sustentable y el aprovechamiento máximo de los recursos disponibles, se desarrollará en este trabajo el dimensionamiento del sistema de intercambio de calor de un ciclo Rankine orgánico, el cual parte de la idea de recuperar las fuentes de energía desperdiciadas debido a su baja entalpía, con la finalidad de implementar dos sistemas capaces de generar 10 y 100 kW de potencia eléctrica respectivamente. Asimismo, se realizará un análisis termoeconómico para determinar las ventajas y desventajas al utilizar diferentes tipos de evaporadores y condensadores.

Es importante señalar que, en esta tesis, sólo se abordará el sistema de generación eléctrica mediante ciclos binarios empleando la energía geotérmica, de baja y media entalpía, como fluido de trabajo. Esto debido a que en Grupo IDEA (Instituto de Ingeniería Desalación y Energías Alternas), equipo multidisciplinario de la UNAM y en el CeMIEGeo (Centro Mexicano de Innovación en Energía Geotérmica) se promueven el desarrollo de la geotermia en México, creando proyectos de aprovechamiento de los recursos, como los presentes Ciclo Binario IDEA 10 e IDEA 100, en los cuales se pretende utilizar fluido geotérmico como fuente de energía. Dichos proyectos están contemplados para ser instalados y probados en Domo San Pedro, planta geotermoeléctrica perteneciente a Grupo Dragón, quienes nos han otorgado los permisos para realizar las pruebas pertinentes. A pesar de que la energía geotérmica será el punto central, se dará una breve explicación de otros métodos de generación eléctrica aprovechando otras fuentes de energía térmica.

Siendo los intercambiadores de calor el tema medular en este trabajo, se darán a conocer los principales tipos de intercambiadores, así como la metodología de cálculo para dimensionarlos. También se hablará de los problemas que se presentan al trabajar con salmuera y se propondrán soluciones mediante métodos de prevención y mantenimientos correctivos. Teniendo esta información de por medio, se realizará una evaluación termoeconómica de los equipos en cuestión, con la ayuda de cotizaciones proporcionadas por los proveedores. De esta manera, se tendrá una perspectiva general del uso de los intercambiadores de calor en los sistemas ORC operados con recursos geotérmicos.

Este trabajo proporcionará una herramienta de análisis importante para el dimensionamiento del sistema térmico de los ciclos ORC, con los cuales se pueda aprovechar fuentes energéticas como la geotermia de baja y media entalpía, que actualmente son desaprovechadas. A la par, ayudará a la mejora de la eficiencia de procesos industriales al recuperar calor residual.

Nomenclatura

A	Área de transferencia de calor [m ²]
a _s	Área de flujo a través del haz de tubos [ft ²]
B	Espacio del deflector [in]
b	Profundidad de corrugación [mm]
C'	Separación entre los tubos [in]
C _p	Calor específico [kJ/kgK]
D, d	Diámetro [mm]
E	Evaporación [kg/s]
F	Factor de corrección LMTD [°C]
f	Factor de fricción
G	Velocidad másica [kg/m ² s]
g	Aceleración gravitatoria [m/s ²]
H	Entalpía [kJ/kg]
H'	Entalpía de la curva de operación [kJ/kg]
H'*	Entalpía de la curva de equilibrio [kJ/kg]
h	Coefficiente de convección [W/m ² °C]
h _f	Altura de la aleta [m]
I	Purga [kg/s]
j _H	Factor de Colburn
k	Conductividad térmica [W/m°C]
k _{ya}	Coefficiente de transferencia de materia [kg/sm ³]
L	Distancia [m]
LMTD	Diferencia de temperatura media logarítmica [°C]
<i>m</i>	Gasto másico [kg/s]
N, n	Número
Nu	Número de Nusselt
NTU	Número de unidades de transferencia térmica
P	Presión [bar]
P _c	Paso de corrugación [mm]
Pr	Número de Prandtl
P _T	Paso de tubo [in]
ppm	Partículas por millón
Q	Transferencia de calor [W]
R	Resistencia térmica debida a la incrustación [m ² °C/W]
Re	Número de Reynolds
S _T	Sección transversal [m ²]
S _f	Espacio entre puntas de aleta [m]
s	Gravedad específica
T	Temperatura [°C]
t	Espesor [m]
U	Coefficiente global de transferencia de calor [W/m ² °C]
V	Velocidad [m/s]
W	Arrastre [kg/s]
x	Parámetro adimensional
Z	Altura [m]

Símbolos Griegos

α	Difusividad térmica [m^2/s]
β	Ángulo de inclinación de la corrugación [$^\circ$]
Δ	Diferencia
ε	Emisividad
η	Eficiencia
μ	Viscosidad dinámica [Pa.s]
ρ	Densidad [kg/m^3]
ϕ	Factor de alargamiento de la superficie

Subíndices

a	Aire
b	Deflectores
c	Fluido frío
C	Limpio
ch	Canal
cond	Conducción
conv	Convección
cp	Canales por paso
D	Diseño
E	Efectiva
e	Equivalente
F	Sucio
f	Aleta
H	Hidráulico
h	Fluido caliente
i	Interno
Int	Entrada
l	Líquido
lat	Superior (tejado)
m	Material
n	Tobera
o	Externo
out	Salida
P	Puerto
pl	Placas
p	Pasos
r	Retorno
ref	Refrigerante
req	Requerido
s	Shell (Coraza)
T	Una sola placa
t	Tubos
tog	Etapas de equilibrio
v	Vapor
w	Ancho de placa

Capítulo 1. Sistemas de Generación Eléctrica

En esta sección se hablará de los sistemas de generación eléctrica operados con recursos energéticos de baja o media entalpía, desde los ciclos Rankine orgánicos hasta los sistemas de recuperación de calor. También se hablará en las fuentes energéticas renovables, como la biomasa o la solar, haciendo énfasis en la geotermia, la cual será punto clave en este trabajo. Se dará una descripción de los ORC, mencionando las configuraciones y los equipos que la componen, así como los refrigerantes que se utilizan y las fuentes energéticas que pueden ser aprovechadas para hacer funcionar este sistema. De igual manera, se dará a conocer el potencial geotérmico en México y los diferentes usos que se le ha dado a esta energía.

Sistemas ORC

Antes de comenzar con la definición de los ORC, es necesario dar una introducción de los proyectos llevados a cabo a lo largo de este trabajo. En primer lugar, se debe dar mención al Centro Mexicano de Innovación en Energía Geotérmica (CeMIEGeo), quien cuenta con el apoyo de la Secretaría de Energía (SENER) y el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) para poner proyectos en marcha, formando alianzas académico-industriales, con el fin de incentivar el desarrollo de la energía geotérmica en México.

Entre los trabajos impulsados por el CeMIEGeo se encuentra el “Desarrollo tecnológico para el aprovechamiento de la geotermia de baja entalpía” que consta de diferentes proyectos, entre los cuales están los Ciclos Binarios de 10 y 100 kW.

Ciclo Binario 10 kW

También conocido como Ciclo IDEA 10, debido a que se realiza en la UNAM, liderado por el Grupo del Instituto de Ingeniería, Desalación y Energías Alternas (IIDEA). Este proyecto partió de la necesidad de producir energía eléctrica aprovechando los recursos geotérmicos de baja entalpía, con el fin de generar 10 kW mediante un ciclo Rankine Orgánico, utilizando refrigerante R245fa como fluido de trabajo. Esta unidad fue desarrollada en el Instituto de Ingeniería de la UNAM y gracias a la alianza estratégica con Grupo Dragón, este sistema se pudo probar en sus instalaciones

para validar su funcionamiento en condiciones reales de operación. Actualmente se encuentra en su última fase, en la cual se pretende llevar a un nivel comercial dicho prototipo, ofreciendo una solución competitiva al sector industrial mexicano.

Ciclo Binario 100 kW

Este proyecto es un escalamiento del anterior, donde se pretende aumentar la capacidad del ciclo a 100 kW, utilizando nuevamente recursos geotérmicos de baja entalpía, pero con un nuevo refrigerante como fluido orgánico; en este caso se contempla el uso del R1233ZD. Con respecto al nivel de madurez, en este trabajo todavía es bajo, debido a que se encuentra en la fase de compra de equipos, lo que indica que aún falta instalarse y probarse. Por lo que, en esta tesis se presenta la metodología de selección de estos equipos y las razones por las cuales son los idóneos para este tipo de aplicaciones.

Definición

El Ciclo Rankine Orgánico (ORC por sus siglas en inglés) es un sistema que se utiliza para producir energía eléctrica, la cual se obtiene de fuentes de baja a media temperatura, es decir, de 90 a 225 °C según Maffer, Cataldi y Hochstein (tabla 2). Dicho sistema parte del ciclo Rankine convencional, uno de los ciclos de potencia más conocidos, así como uno de los más simples y utilizados en centrales termoeléctricas. Estos sistemas están destinados a convertir calor en trabajo mediante una máquina de vapor, conformada por una caldera, una turbina, un condensador y una bomba (figura 1). A grandes rasgos, el funcionamiento de este ciclo comienza cuando el agua se ingresa a la caldera [4], (siendo este fluido el que proporcionará el calor que se convertirá en trabajo), donde gracias al combustible quemado, el agua puede evaporarse [1] y de esta manera expandirse dentro de la turbina para mover los álabes, que a su vez harán girar al generador para transformar el trabajo en energía eléctrica [5]. Debido a que este es un ciclo cerrado, el vapor que sale de la turbina es enviado al condensador [2], para posteriormente bombearlo nuevamente a la caldera y así completar el sistema.

La principal diferencia entre el ciclo Rankine y el ORC, es el uso de una caldera, para el primero, que se sustituye por un evaporador en el segundo, debido a que no se requiere quemar combustible,

solo se necesita ingresar el recurso energético para elevar la temperatura del fluido de trabajo hasta evaporarlo.

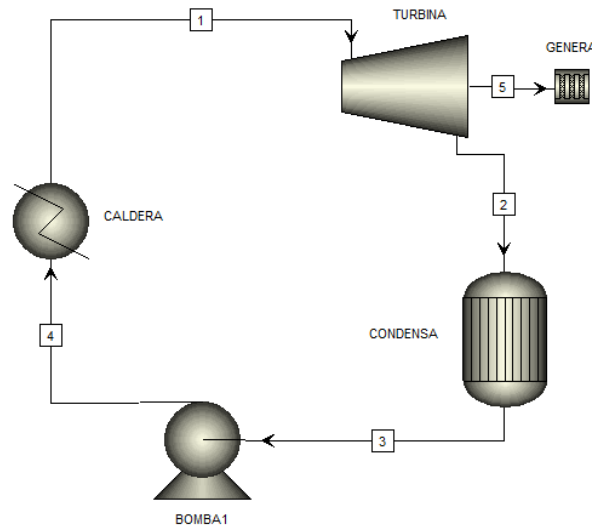


Figura 1. Diagrama ciclo Rankine convencional.

En cuanto al ciclo Rankine Orgánico, la principal variable es el fluido de trabajo, ya que en este caso no se utiliza agua, sino fluidos orgánicos como los que se muestran en la tabla 1. La razón de esto es que, este tipo de sustancias tienen un punto de ebullición muy por debajo del agua, lo que significa que pueden evaporarse con fuentes de calor con menores temperaturas. Debido a que este proyecto se validará en el campo geotermoeléctrico Domo San Pedro, fue necesario adaptar las condiciones operativas a temperaturas de 170 °C del recurso geotérmico.

El punto de ebullición de los refrigerantes puede variar en un amplio rango de temperatura y de ahí la importancia de hacer una buena elección del fluido, ya que esta versatilidad genera una ventaja en el diseño y dimensionamiento de los componentes del sistema ORC. En el caso de este proyecto, los refrigerantes empleados tienen un punto de ebullición alrededor de los 20 °C. Así, con estos valores se puede llegar a las condiciones energéticas del vapor y generar la cantidad de energía deseada.

Este tipo de sistema es empleado para recuperar el calor residual que normalmente es desaprovechado en varias industrias, así como para utilizar las fuentes energéticas renovables que tenemos disponibles, como es el caso de la energía solar con concentradores, la biomasa o la geotermia, la cual es un punto medular en esta investigación.

En la figura 2 se muestra el diagrama general del ciclo Rankine orgánico, donde se observan los equipos que lo conforman, así como los fluidos que se utilizan para que el sistema funcione. Entre ellos están:

- Recurso energético (geotérmico para este proyecto)
- Fluido orgánico (fluido de trabajo)
- Agua de enfriamiento

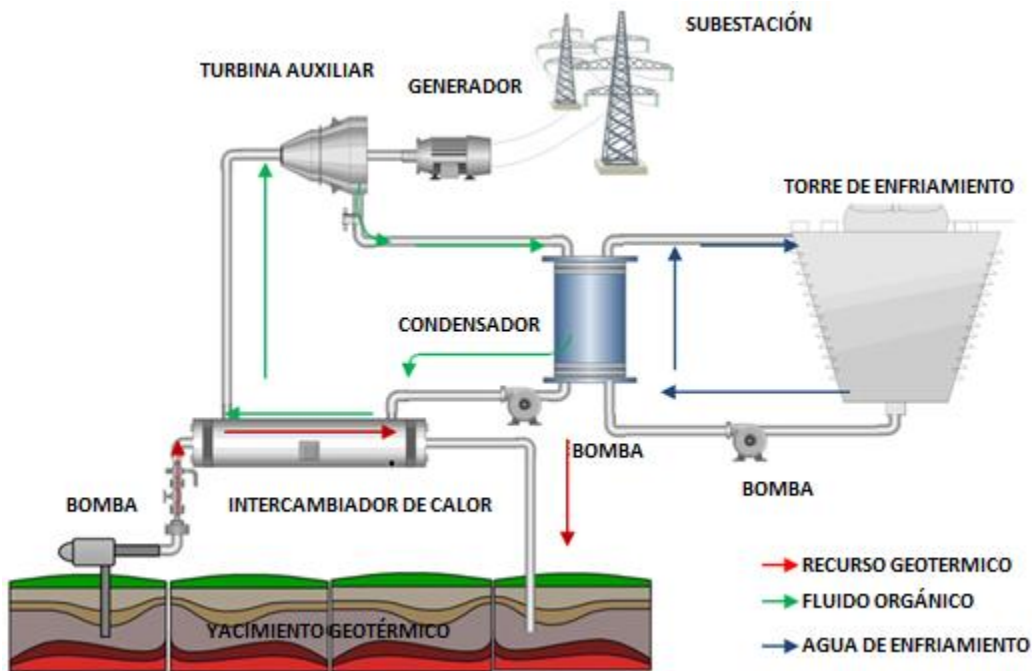


Figura 2. Diagrama ORC (Grupo IIDEA, 2018).

Podemos colocar como el punto de inicio al intercambiador de calor, que funge como evaporador creando un sistema binario con el fluido orgánico y la fuente energética (en este caso salmuera). En este equipo se realiza la transferencia de calor entre ambos fluidos, elevando la temperatura del

fluido de trabajo hasta que éste se evapora. Entonces, es mandado a una turbina donde se expande y mediante un generador acoplado a la misma se produce energía eléctrica.

Posteriormente el fluido orgánico se envía a otro intercambiador de calor, esta vez a un condensador. Aquí nuevamente hay transferencia de calor, pero en esta ocasión es con agua de enfriamiento, que ayuda a disminuir la temperatura del fluido de trabajo hasta que se condensa. Este flujo de agua sale del intercambiador unos grados más arriba a la que entró, por lo que es necesario bajar la temperatura para que se forme un ciclo de agua de enfriamiento y sea realmente aprovechada. Esto se soluciona al utilizar una torre de enfriamiento, donde se hace circular aire a través de ventiladores y se mezcla con el agua, de tal forma que ésta le cede el calor al aire.

Existe el caso en donde el intercambiador y la torre de enfriamiento se sustituyen por un aerocondensador para prescindir del agua, lo que indica que el flujo orgánico realiza la transferencia de calor directamente con el aire, pero sin mezclarse. Independientemente de cuál sea el caso, una vez condensado el fluido éste es bombeado para comenzar el ciclo nuevamente.

Panorama histórico

El ciclo Rankine orgánico tiene su origen a finales del siglo XIX debido a la necesidad de sustituir el agua en un ciclo de generación y producir vapor de alta presión con recursos de baja temperatura. Así empezó el desarrollo de ciclos de generación con nafta (derivado del petróleo parecido a la gasolina), pero no fue sino hasta los años setenta cuando se iniciaron formalmente líneas de desarrollo en Italia, Rusia, Israel y Estados Unidos. (Hiriart, 2011)

En 1824, Sadi Carnot sugirió utilizar otras sustancias para sustituir el agua en los ciclos de potencia, de esta manera la eficiencia térmica cambiaría y no se vería limitada por la presión del vapor. Posteriormente en 1834, Clapeyron retomó las ideas de Carnot, pero no fue hasta 1850, cuando Clausius utilizó estos mismos conceptos para formular la Segunda Ley de la Termodinámica. (Bronicki, 2017)

Uno de los primeros intentos para crear un ORC fue emplear líquidos con puntos de ebullición diferentes, para producir pequeños ciclos en cascada. De esta manera se comercializó la primera aplicación con un fluido orgánico (éter), para propulsión de barcos, sin embargo, se tuvieron problemas de fugas con este fluido, por lo que se dejó de utilizar. También se manejaron otros fluidos de trabajo como son disulfuro de carbono, dióxido de azufre, amoniaco e incluso cloroformo, no obstante, el desarrollo de los ciclos disminuyó significativamente debido a la tendencia y demanda de las turbinas de vapor.

Entre las primeras plantas comerciales se encuentra (Ibid, p.40):

1. En 1952 en Kiabukawa, Congo, una pequeña unidad de 200 kW, usando agua a 91°C de un manantial y suministró energía una mina durante varios años.



Figura 3. Kiabukawa, unidad de 200 kW (Rollet, 1957).

2. 1966, Ormat (Mali, África), crea un turbogenerador solar de 0.6 kW, usando diclorobenceno para accionar una bomba de riego eléctrica sumergida.



Figura 4. Ormat unidad de 0.6 kW (Bronicki, 2017).

- 1967 se instala una planta geotérmica en Paratuka, Kamtchatka, ahora Rusia, de 500 kW usando R12.

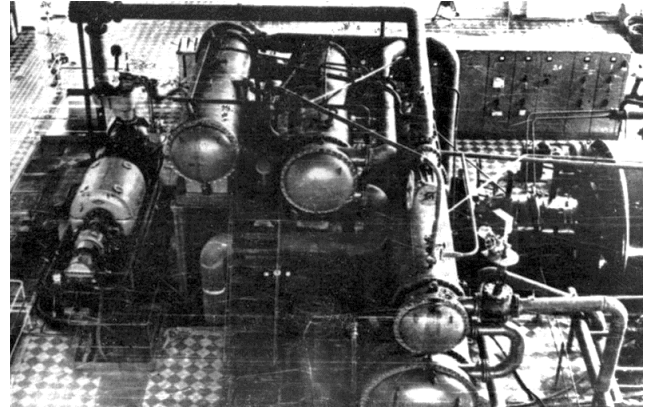


Figura 5. Rusia unidad de 500 kW (DiPippo, 2011).

- 1979, Ormat construyó una unidad de energía de estanque solar de 150 kW, en el mar muerto.



Figura 6. Ormat 150 kW (Bronicki, 2017).

- 1979 McCabe (California) construyó un ORC en cascada con dos fluidos, isopentano e isobutano con 12.5 MW.



Figura 7, McCabe 12.5 MW (Bronicki, 2017).

Componentes de un sistema ORC

Como se muestra en la figura 8, el ciclo Rankine orgánico está conformado por varios equipos y cada uno de ellos es fundamental para su buen funcionamiento. En esta sección se dará una breve explicación de los componentes más importantes, así como los tipos que se utilizan para esta aplicación.

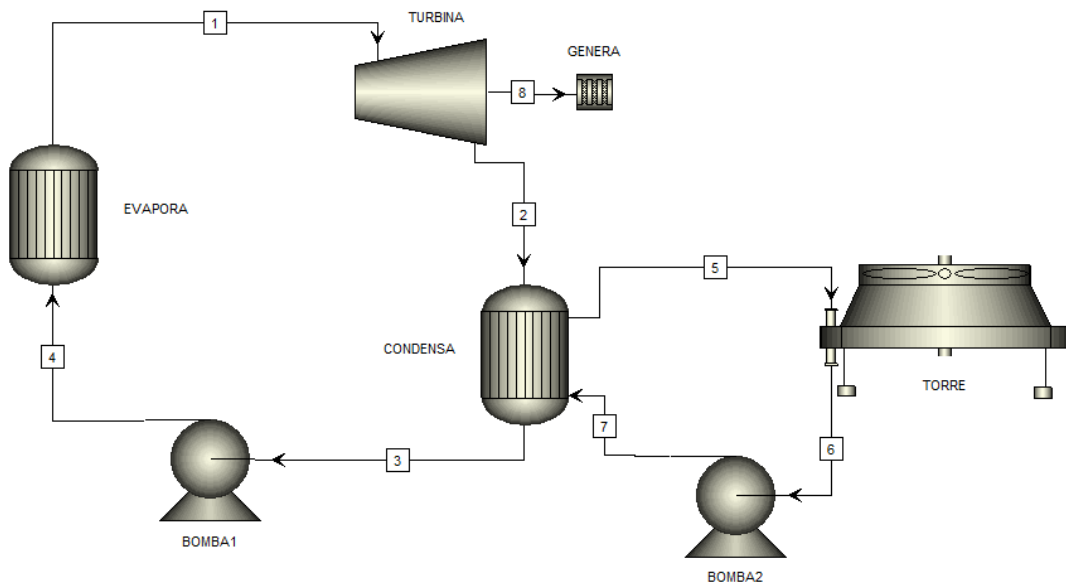


Figura 8. Diagrama esquemático del ORC.

Bomba de recurso energético

Este equipo se utiliza para mover el fluido del yacimiento, del tanque de almacenamiento o directamente de la fuente del recurso energético al intercambiador de calor (evaporador). El tipo de bomba puede ser sumergible o superficial y cuando el fluido está en estado gaseoso, normalmente se encuentra a alta presión, por lo tanto se puede prescindir del equipo de bombeo.

Evaporador

En este intercambiador de calor se encuentran dos tipos de fluidos, por un lado, el recurso energético y por el otro el fluido de trabajo, y aunque estén dentro del mismo equipo no se mezclan debido a la configuración de este. Aquí se realiza la transferencia de calor entre ambos fluidos, aumentando la

temperatura del fluido orgánico hasta que cambie de fase y alcance las condiciones energéticas requeridas. Para los sistemas ORC, los intercambiadores más utilizados son de placas planas o de tubos y coraza.

Turbina

Como se mencionó anteriormente, el fluido orgánico transita por este equipo, a tal velocidad y presión que hace girar los álabes de la turbina y a su vez se expande dentro de ella, realizando una transformación de energía de presión o de flujo a energía mecánica en la flecha. Este equipo debe estar acoplado a un generador eléctrico para transmitir el giro del eje y transformar la energía mecánica en eléctrica. Generalmente para esta aplicación se utiliza una turbina de tipo axial, radial o una configuración híbrida.

Generador

Con la finalidad de garantizar que se produzca la energía eléctrica requerida, este componente se adquiere junto con la turbina, en equipos tipo paquete, evitando así que haya problemas de acoplamiento o que la velocidad de giro afecte al generador. Asimismo, puede o no incluir sistema de enfriamiento, esto depende de su configuración y las condiciones de operación del mismo con el sistema de lubricación.

Condensador

Este es otro tipo de intercambiador de calor, que como su nombre lo dice condensa el fluido. En este proceso el fluido de trabajo cede el calor al agua (proveniente de una torre de enfriamiento), hasta llegar a la temperatura a la cual cambia de fase, para posteriormente ser bombeado al evaporador y continuar con el ciclo, mientras que el agua aumenta su temperatura y es enviada nuevamente a la torre de enfriamiento. Al igual que en el intercambiador de calor anterior, estos fluidos no se mezclan, independientemente del tipo de condensador que se utilice (tubos y coraza o placas planas).

Bomba de agua de enfriamiento

Esta bomba se utiliza para trasladar el fluido de la torre de enfriamiento hacia el condensador, asegurándose de que el equipo siempre disponga de la cantidad de agua suficiente para llevar a cabo

el proceso ya que, de no ser así, este equipo puede cavitarse y dañarse. Respecto al tipo de bombas utilizadas en los ciclos Rankine orgánicos, las más conocidas son las bombas centrífugas.

Torre de enfriamiento

Este equipo se utiliza junto con el condensador, para disminuir la temperatura del fluido de trabajo. Por él transita agua fría, la cual se mezcla directamente con el aire que circula gracias a un ventilador, ayudando así a la transferencia de calor entre ambos fluidos. Las torres de enfriamiento que se emplean para este tipo de aplicaciones son de tiro inducido y de tiro forzado, las cuales se explicarán en el capítulo 2.

Aerocondensador

Este equipo cobra relevancia cuando no se cuenta con un sumidero térmico como el agua de enfriamiento o algún cuerpo de agua en las inmediaciones del terreno donde se instalará el equipo. Aquí se realiza la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y el aire, sin mezclarse, ya que el fluido orgánico se encuentra confinado dentro de tubos, los cuales, al tener aletas en el exterior logran una mejor transferencia con el aire que es movido mediante ventiladores.

Bomba de fluido de trabajo

La función principal de este equipo es bombear el fluido orgánico del condensador hacia el evaporador, sin embargo, es necesario destacar que otra de sus funciones es aumentar la presión, con la finalidad de llegar al valor que se requiere a la entrada de la turbina, teniendo en cuenta las caídas de presión que se ocasionan en el intercambiador de calor. Actualmente se han propuesto bombas de desplazamiento positivo en aplicaciones de ORC, aunque lo más común es encontrar bombas centrífugas, ya sea mono etapa o multietapa.

Tanque de almacenamiento

Es necesario contar con un tanque de almacenamiento para el fluido orgánico, debido a que se requiere tener una reserva de este. Asimismo, este componente es requerido al momento de realizar los mantenimientos pertinentes en los equipos, ya que el fluido de trabajo debe ser resguardado en el tanque para evitar que se desperdicie al momento de desmontar los componentes. También es

importante mencionar que el tanque permite generar un nivel de columna que evita la cavitación en la bomba, además, amortigua la cantidad de fluido que ha de circular por el ciclo.

La conexión de estos equipos para formar el ciclo Rankine orgánico teniendo en cuenta una configuración con condensador y torre de enfriamiento, se muestra en la siguiente figura. También se considera que los equipos irán montados en un bastidor (de color rojo en la imagen), para soportar el peso de estos.

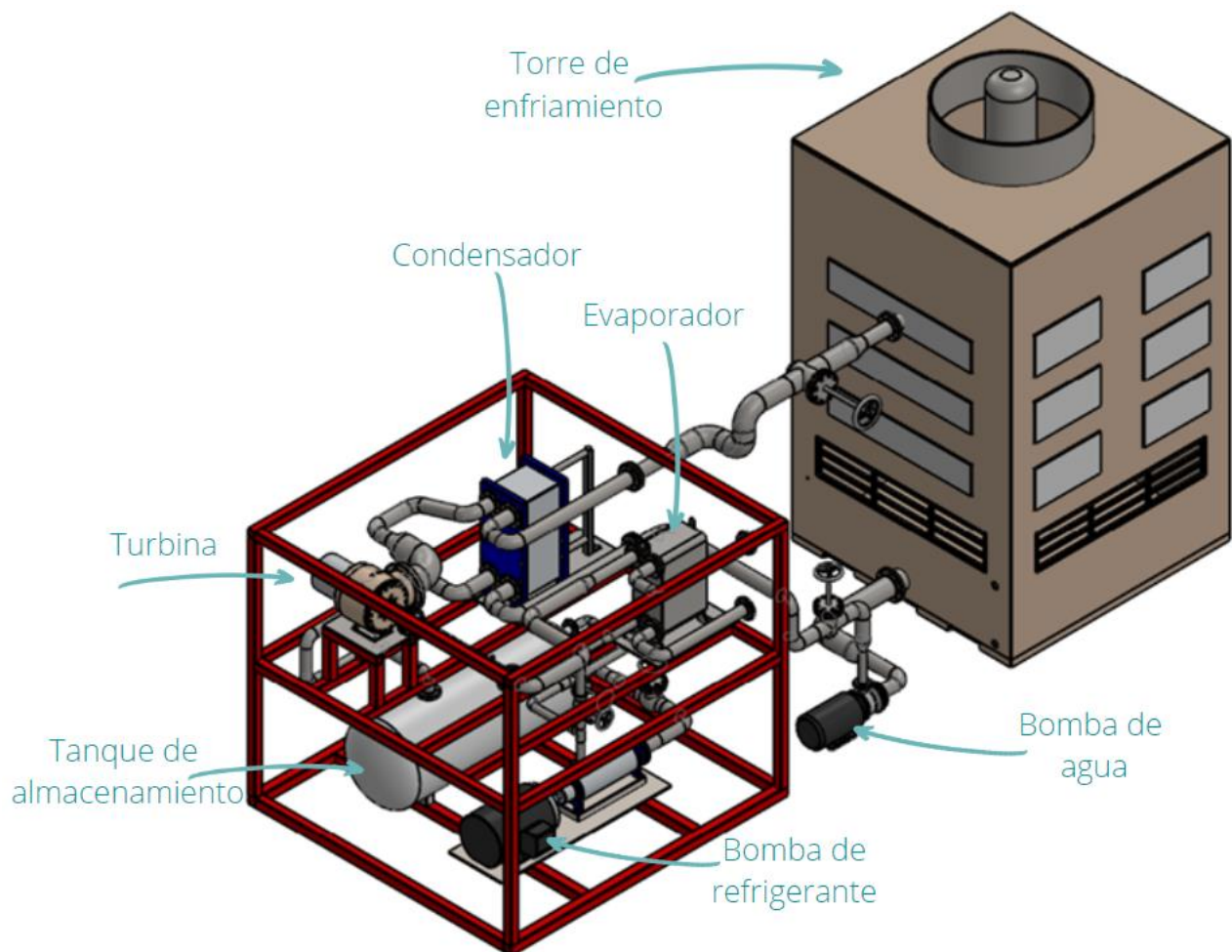


Figura 9. CAD del ciclo Rankine Orgánico, (Grupo IIDEA, 2021).

Tipos de refrigerantes

Uno de los parámetros más importantes en el ciclo es el fluido de trabajo, ya que de él dependen las temperaturas, gastos, presiones y por lo tanto la eficiencia. Dado que existe una gran variedad de fluidos, en este proyecto se busca que el refrigerante sea amigable con el medio ambiente, es decir, que tenga un bajo potencial de calentamiento global.

El estudio del fluido ha avanzado notoriamente en los últimos años, e incluso hoy en día se siguen investigando nuevos compuestos, pues se desea disminuir los costos y el tamaño de los equipos, así como aprovechar al máximo el calor latente de los fluidos para ocupar la menor cantidad de energía para cambiar de fase. Todo esto teniendo en cuenta el manejo, toxicidad, inflamabilidad, compatibilidad con los materiales de los equipos y por supuesto, el medio ambiente.

(Liu, He, Lu, & Sun, 2020) citados por (Cerrada, 2020) mencionan que el fluido de trabajo puede clasificarse en tres grupos:

- Húmedos (a): la pendiente es negativa, por lo que forman gotas en la etapa de expansión, se trata de líquidos convencionales como el agua o amoníaco, y algunos orgánicos como el R134a.
- Isentrópicos (b): la pendiente es infinita, no producen gotas debido a que la expansión en la turbina se da a una entropía que coincide siempre con la del estado de saturación.
- Secos (c): la pendiente es positiva, son los idóneos ya que la expansión se da en condiciones de vapor recalentado, y además son los que menos calor latente requieren. Algunos ejemplos comunes son el isobutano y el pentano de la familia de los alcanos, o refrigerantes R245fa, R125.

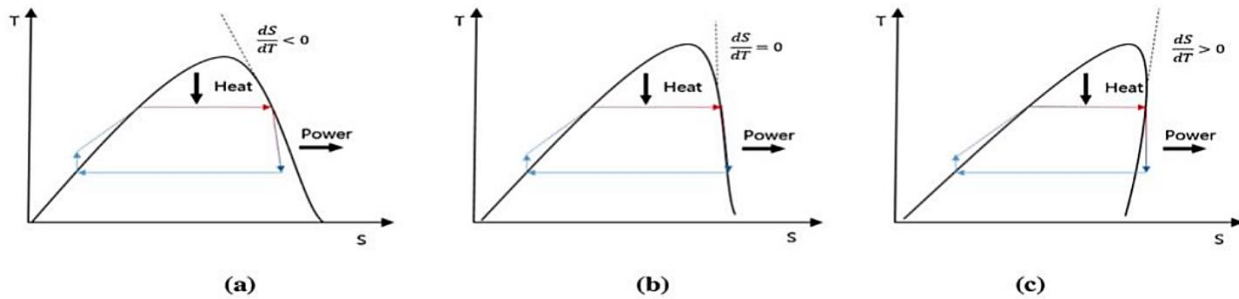


Figura 10. Curvas TS para fluidos orgánicos (a) húmedos, (b) isentrópicos y (c) secos (Liu, He, Lu, & Sun, 2020).

En la tabla 1 se encuentran los diferentes tipos de fluidos disponibles para este tipo de sistemas. Se muestran desde refrigerantes hasta alcoholes, en donde se denotan las propiedades más importantes como las temperaturas mínimas, máximas y críticas, así como las presiones máximas y críticas. Además, incluye factores importantes como la seguridad, inflamabilidad e inestabilidad. Todos estos parámetros nos ayudan a decidir de mejor manera el fluido a utilizar.

Después del protocolo de Kioto 1997, se restringe el uso de los gases productores de efecto invernadero, con lo que se pretende dejar de utilizar los HFC (hidrofluorocarbonados) de alto potencial de calentamiento global (GWP, por sus siglas en inglés) y buscar otros refrigerantes de potencial de agotamiento del ozono (ODP) nulo y que sean de sustitución directa. (Amat, 2017)

Para el escalamiento del ciclo binario de 100 kilowatts de potencia eléctrica, se utilizará el refrigerante R1233zd, debido a la similitud que tiene al R245fa, que no es inestable ni inflamable y tiene mejores propiedades térmicas comparado con los fluidos restantes. Sin embargo, se tomará en cuenta también el refrigerante R245fa ya que fue utilizado en el ciclo IDEA 10. Cabe destacar que este fluido tiene un alto potencial de calentamiento global (1030), razón por la que se sustituirá en el sistema IDEA 100 por el R1233zd, el cual tiene un potencial de 1.

Tabla 1. Lista de fluidos de trabajo y sus propiedades (Macchi, 2017).

	fluid	chemical formula	MDM	natoms	T_{crit} , °C	p_{crit} , bar	T_{min} , °C	T_{max} , °C	p_{max} , bar	H	F	I	GWP
Linear alkanes	propane	CH ₃ -CH ₂ -CH ₃	44.10	11	96.7	42.5	-188	376.9	10000	1	4	0	4-6
	iso-butane	(CH ₃) ₂ -CH-CH ₃	58.12	14	135	36.3	-159	301.9	350	1	4	0	
	butane	CH ₃ -(CH ₂) ₂ -CH ₃	58.12	14	152	38	-138	301.9	690	1	4	0	
	neo-pentane	(CH ₃) ₃ -C-CH ₃	72.15	17	161	32	-16.6	276.9	2000	1	4	0	
	iso-pentane	(CH ₃) ₂ -CH-CH ₂ -CH ₃	72.15	17	187	33.8	-161	226.9	10000	1	4	0	
	pentane	CH ₃ -(CH ₂) ₃ -CH ₃	72.15	17	197	33.7	-130	326.9	1000	1	4	0	
	iso-hexane	(CH ₃) ₂ -CH-(CH ₂) ₂ -CH ₃	86.18	20	225	30.4	-154	276.9	10000	2	3	0	
	hexane	CH ₃ -(CH ₂) ₄ -CH ₃	86.18	20	235	30.3	-95.3	326.9	1000	2	4	0	
	heptane	CH ₃ -(CH ₂) ₅ -CH ₃	100.20	23	267	27.4	-90.6	326.9	1000	1	3	0	
	octane	CH ₃ -(CH ₂) ₆ -CH ₃	114.23	26	296	25	-56.8	326.9	1000	1	3	0	
	nonane	CH ₃ -(CH ₂) ₇ -CH ₃	128.26	29	321	22.8	-53.5	326.9	8000	1	3	0	
	decane	CH ₃ -(CH ₂) ₈ -CH ₃	142.28	32	345	21	-29.7	401.9	8000	1	2	0	
dodecane	CH ₃ -(CH ₂) ₁₀ -CH ₃	170.33	38	385	18.2	-9.55	426.9	7000	1	2	0		
Cyclo alkanes	cyclo-pentane	cycle (CH ₂) ₅	70.13	15	239	45.7	-93.4	326.9	2000	1	3	0	
	cyclo-hexane	cycle (CH ₂) ₆	84.16	18	280	40.8	6.32	426.9	800	1	3	0	
	methyl-cyclo-hexane	cycle (CH ₂) ₆ -CH ₃	98.19	21	299	34.7	-126	326.9	5000	1	3	0	
	n-propyl-cyclo-hexane	cycle (CH ₂) ₆ -CH-(CH ₂) ₂	126.24	27	358	28.6	-95	376.9	500	1	3	0	
Alkene and alkynes	1-butene	CH ₂ =C-(CH ₂) ₂	56.11	12	145	40.1	-141	276.9	500	1	4	0	
	2-methyl-1-propene	CH=C-CH ₂ -CH ₃	56.11	12	146	40.1	-185	251.9	700	1	4	0	
	trans-2-butene	CH ₃ -CH=CH-CH ₃	56.11	12	155	40.3	-106	251.9	500	1	4	0	
	cis-2-butene	CH ₃ -CH=CH-CH ₃	56.11	12	163	42.3	-139	251.9	500	1	4	0	
	benzene	cycle =(CH)-	78.11	12	289	49.1	5.55	476.9	5000	2	3	0	
	methyl-benzene	cycle =(CH)-CH ₃	92.14	15	319	41.3	-95.2	426.9	5000	2	3	0	
Alcohols and ketons	dimethyl ether	CH ₃ -O-CH ₃	46.07	9	127	53.4	131.7	525	400	1	4	1	
	acetone	(CH ₃) ₂ -C=O	58.08	10	235	47	178.5	550	7000	1	3	0	
	methanol	CH ₃ -OH	32.04	6	240	82.2	175.6	620	8000	1	3	0	
	ethanol	CH ₃ -CH ₂ -OH	46.07	11	242	62.7	250	650	2800	1	3	0	
Refrigerant fluids	R125	CF ₃ -CHF ₂	120.02	8	66	36.2	172.5	500	600	1	0	0	3500
	R218 (perfluoro propane)	CF ₃ -CF ₂ -CF ₃	188.02	11	71.9	26.4	125.5	440	200	1	0	0	8830
	R143a	CF ₃ -CH ₃	84.04	8	72.7	37.6	161.3	650	1000	1	4	0	4470
	R32	CH ₂ F ₂	52.02	5	78.1	57.8	136.3	435	700	1	4	1	675
	R1234yf	CH ₂ =CH-CF ₃	114.04	9	94.7	33.8	220	410	300	1	4	0	4
	R134a	CF ₃ -CH ₂ F	102.03	8	101	40.6	169.9	455	700	1	0	1	1430
	R227ea	CF ₃ -CH ₂ F-CF ₃	170.03	11	102	29.3	146.4	475	600	1	0	1	3220
	R161	CFH ₂ -CH ₃	48.06	8	102	50.1	130	400	500	1	4	0	12
	R1234ze	CHF=CH-CF ₃	114.04	9	109	36.3	168.6	420	200	1	4	0	
	perfluoro butane	CF ₃ -(CF ₂) ₂ -CF ₃	238.03	14	113	23.2	189	500	300	1	0	0	
	R152a	CHF ₂ -CH ₃	66.05	8	113	45.2	154.6	500	600	1	4	1	124
	perfluoro cycle propane	cycle -(CF ₂)-	200.04	12	115	27.8	233.4	623	600	2	0	0	10300
	R236fa	CF ₃ -CH ₂ -CF ₃	152.04	11	125	32	179.5	500	400	1	0	0	9810
	R236ea	CF ₃ -CF ₂ -CHF ₂	152.04	11	139	34.2	242	500	600	1	0	0	9810
	R245fa	CF ₃ -CH ₂ -CHF ₂	134.05	11	154	36.5	171.1	440	2000	2	1	0	1030
R1233zd	CF ₃ -CH=CHCl	130.50	9	166.45	36.237	-78	276.85	1000	2	0	0	1	
R365mfc	CF ₃ -CH ₂ -CH ₂ -CHF ₂	148.07	14	187	32.7	239	500	350	0	4	1	794	
siloxanes	MDM	C ₆ H ₁₈ OSi ₂	162.38	27	246	19.4	273	673	300	1	4	0	
	MDM	C ₈ H ₂₄ O ₂ Si ₃	236.53	37	291	14.2	187.2	673	300	1	3	1	
	D4	C ₈ H ₂₄ O ₄ Si ₄	296.62	40	313	13.3	300	673	300	1	2	0	
	MD2M	C ₁₀ H ₃₀ O ₃ Si ₄	310.69	47	326	12.3	205.2	673	300	1	2	1	
	D5	C ₁₀ H ₃₀ O ₅ Si ₅	370.77	50	346	11.6	300	673	300	1	2	0	
	MD3M	C ₁₂ H ₃₆ O ₄ Si ₅	384.84	57	355	9.45	192	673	300	1	1	0	
	D6	C ₁₂ H ₃₆ O ₆ Si ₆	444.92	60	373	9.61	270.2	673	300	1	2	0	
	MD4M	C ₁₄ H ₄₂ O ₅ Si ₆	458.99	67	380	8.77	300	673	300	1	1	0	
	ammonia	NH ₃	17.03	4	132	113	-77.7	426.9	10000	3	1	0	
	water	H ₂ O	18.02	3	374	221	0.01	1727	10000	0	0	0	

Configuraciones

Existen dos configuraciones principales para los ciclos Rankine orgánicos, el más simple consta de un evaporador, expansor, condensador y bomba (Figura 11). Al segundo tipo (Figura 12) se le agrega un regenerador para precalentar el fluido de trabajo antes de ingresar al evaporador y de esta manera reducir el gasto necesario de salmuera geotérmica.

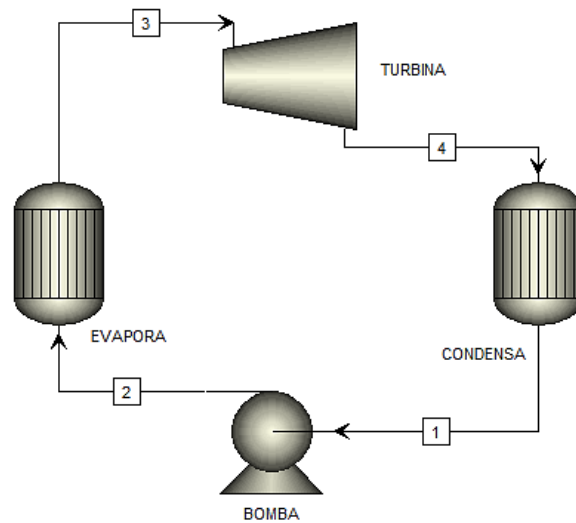


Figura 11. Esquema del ciclo Rankine orgánico simple.

Proceso 1 – 2 Bombeo: En esta parte la bomba envía el fluido de trabajo hacia el evaporador, trabajando a entropía constante y tomando en cuenta su eficiencia para obtener un ciclo real. Cabe señalar que este equipo requiere de energía para poder funcionar, por lo que se puede tomar del propio sistema.

Proceso 2 – 3 Evaporación: En el evaporador se aumenta la temperatura del refrigerante hasta cambiarlo de fase y se realiza en un intercambiador de calor, tomando la energía de la fuente energética (geotérmico para este proyecto).

Proceso 3 – 4 Expansión: Mediante el empleo de una turbina de vapor o de un expansor se realiza el proceso de conversión de energía. El proceso de expansión ideal refiere a la entropía constante,

sin embargo, el proceso real debe considerar la generación de entropía asociada a las pérdidas energéticas involucradas.

Proceso 4 – 1 Condensación: Esta etapa se lleva a cabo en un intercambiador de calor con ayuda del agua de enfriamiento o en un aerocondensador. En cualquiera de los casos el refrigerante cambia nuevamente de fase, esta vez a líquido para posteriormente ser enviado a la bomba e iniciar nuevamente el ciclo.

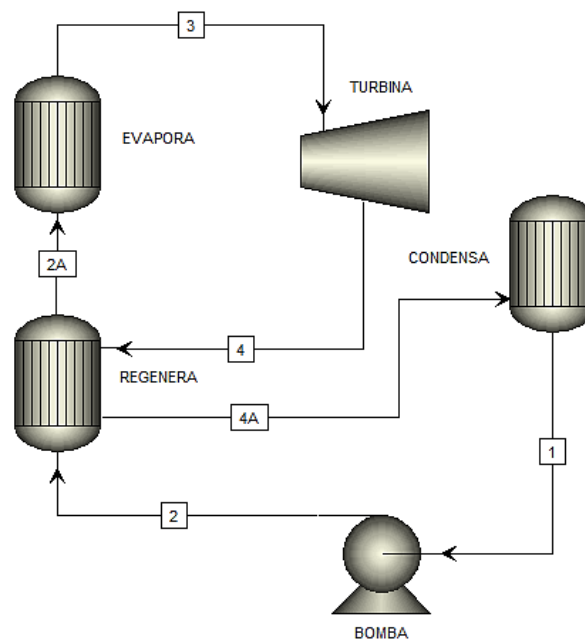


Figura 12. Esquema del ciclo Rankine orgánico regenerativo.

Como referencia se adjunta el diagrama T-s de un ORC simple ideal del fluido R134a, en el cual se observa que la campana de saturación está inclinada hacia la derecha y todo el proceso queda dentro de ella, a diferencia de un ciclo real. Para el caso del ORC regenerativo (RORC), parte del proceso queda fuera de la campana y es más notorio en la etapa de expansión (figura 14).

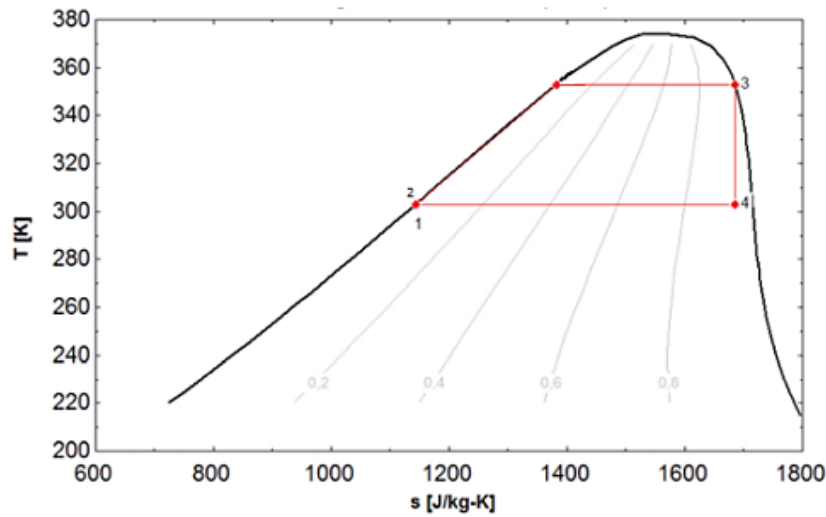


Figura 13. Diagrama T-s de un ORC simple ideal (Amat, 2017).

Una de las ventajas de usar un ciclo regenerativo es que se aprovecha el calor y la energía que tiene el fluido de trabajo a la salida de la turbina, para transferírsele al condensado enviado por la bomba. De esta manera la temperatura del fluido orgánico es mayor al entrar al evaporador, por lo que se requiere una cantidad menor de recurso energético para cambiarlo de fase. Sin embargo, se debe tener presente el costo que representa el regenerador, así como los accesorios que éste conlleva.

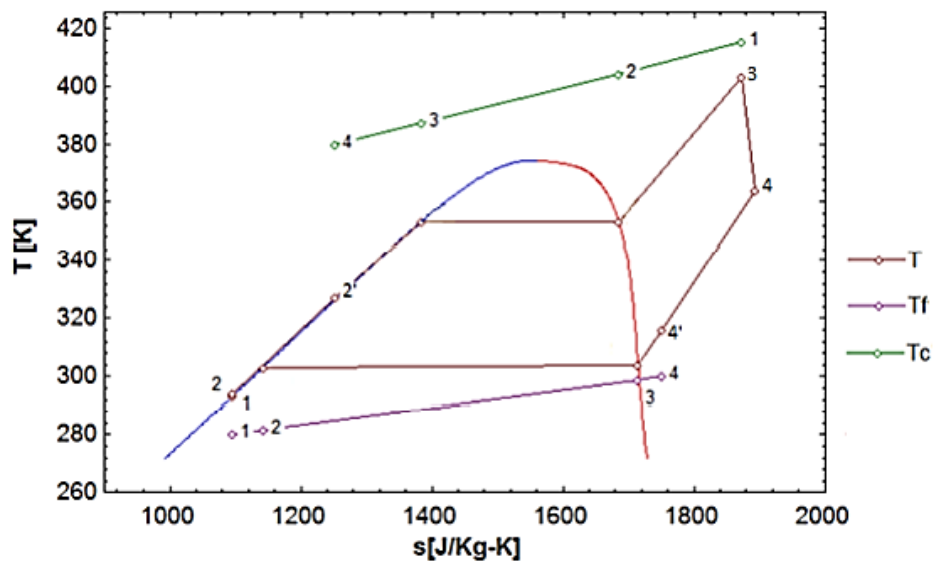


Figura 14. Diagrama T-s de un ORC regenerativo (Amat, 2017).

Estado del arte

Las fuentes energéticas de baja temperatura no son aprovechadas para la producción de potencia eléctrica o mecánica de manera convencional. Su uso se ha limitado al calentamiento de agua o incluso son consideradas como calor de desecho. Esto va en contra de la filosofía del desarrollo sustentable y el aprovechamiento y uso eficiente de la energía. (Caldiño, García, Sierra, & Dávalos, 2017). A partir de los años ochenta, el desarrollo de esta tecnología ha sido vertiginoso, buscando constantemente la mejora de la eficiencia de los equipos y del ciclo para recuperar la energía de desecho de plantas industriales, así como para aprovechar la energía disponible en fuentes renovables como la solar, la geotermia, la biomasa y la energía del mar. (Alarcón, 2017)

El desarrollo de los ORC está en auge, ya que en los últimos años se ha buscado remplazar los combustibles fósiles por energías más limpias y renovables, por lo que las investigaciones continúan por el camino de la sustentabilidad y la mejora continua. Además, este tipo de proyectos ayuda a la situación económica, pues se obtiene energía de remanentes de calor, lo que a largo plazo reducirá los costos de la electricidad, sin contar que se pueden solventar varios proyectos de usos directos, los cuales pueden llevarse a cabo al tomar directamente la energía y ocuparla para distintos procesos sin la necesidad de convertir el recurso geotérmico en energía, entre ellos se encuentran aplicaciones como calefacción, deshidratación de alimentos, invernaderos, desalación de agua de mar, balneología, secado de semillas y pasteurización de leche.

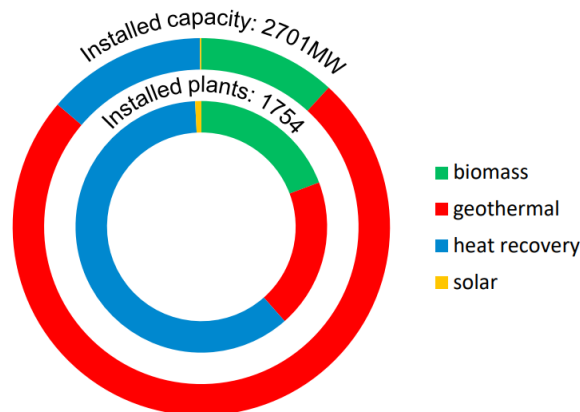


Figura 15. Capacidad instalada de sistemas ORC por aplicación (Tartière & Astolfi, 2017).

En la figura anterior se observa que en 2017 se tenía una capacidad instalada de 2,701 MW con 1,754 plantas instaladas, donde la mayoría se opera con calor recuperado. Sin embargo, en cuanto a capacidad instalada, la geotermia se lleva el primer lugar. Esto nos indica que, a pesar de tener menos plantas en funcionamiento, el uso de recursos geotérmicos genera más MW que sus contrapartes. Dejando a la energía solar muy por debajo.

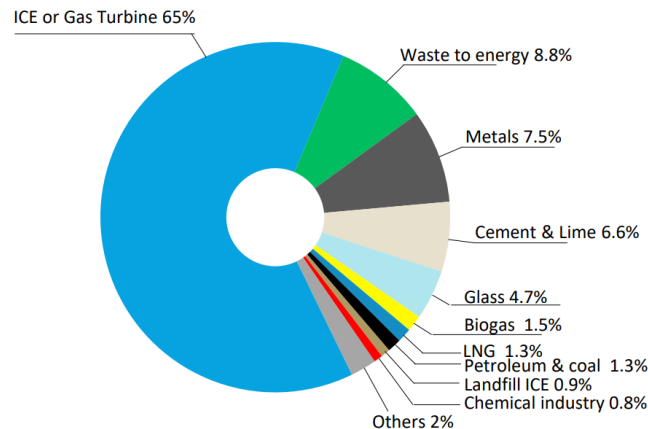


Figura 16. Capacidad instalada de recuperación de calor por aplicación (Ibid, p. 6).

Debido a que la mayoría de las plantas instaladas se rigen por la recuperación el calor, en la figura 16 se muestran las aplicaciones con un mayor porcentaje de aprovechamiento. En primer lugar, se tiene a los sistemas en los cuales se emplean turbinas de gas, esto se debe a que es una aplicación muy utilizada alrededor del mundo, en la cual se obtienen temperaturas altas que pueden ser aprovechadas. En segundo lugar, se encuentra la energía de desecho, seguida de las industrias del metal y del cemento.

A continuación, se muestra cómo ha evolucionado la capacidad instalada de los ciclos ORC, donde se observa que la geotermia he tenido un buen desarrollo en estos sistemas, teniendo a finales de 2017, 350 MW en construcción. Mientras que la biomasa toma el puesto de segundo lugar con 75 MW. Por otro lado, también se tiene al calor recuperado, el cual cuenta con aproximadamente 45 MW, dejando muy por debajo a la energía solar. Aunque fuentes de energía como la biomasa o el calor recuperado no han sido tan desarrollados como la geotermia, se nota que a partir de 2004 la capacidad instalada ha aumentado constantemente, ayudando a que los sistemas ORC evolucionen a través del tiempo.

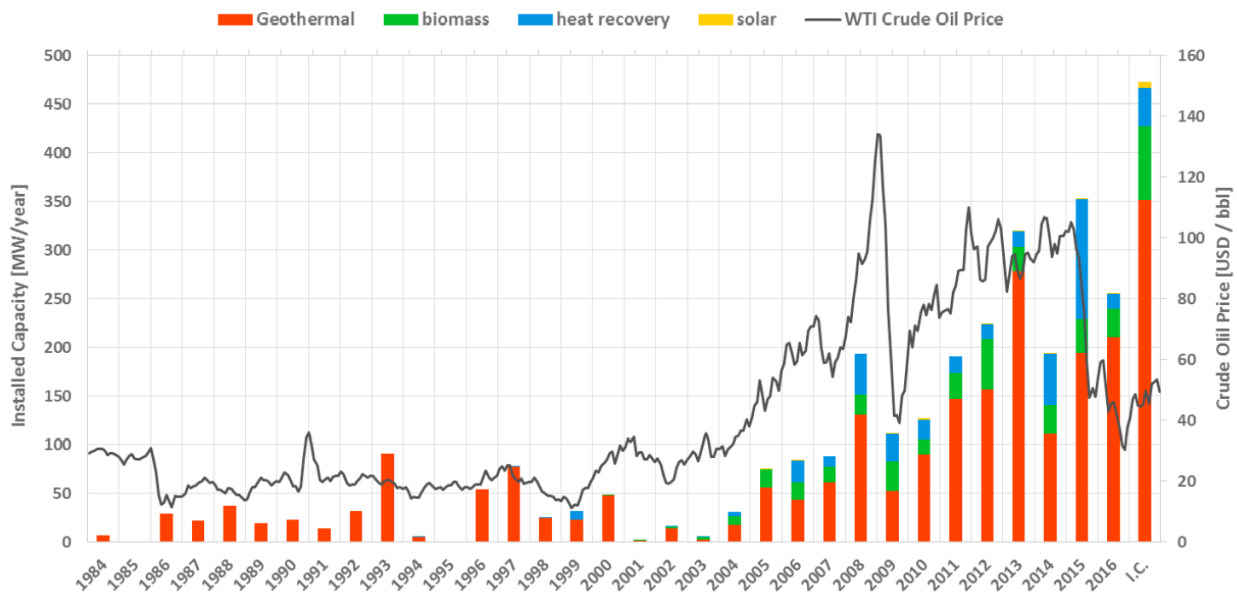


Figura 17. Evolución de la capacidad instalada por aplicación (Ibid, p. 7).

En la figura 17, también se muestra una comparativa en cuanto al precio del aceite crudo, el cual aumentó a finales de 2008, pero en 2017 disminuyó a 50 dólares por barril de petróleo, lo que nos indica que a lo largo de los años el costo de los ciclos Rankine orgánicos han disminuido, debido al desarrollo tecnológico y a la visibilidad que éstos han tenido.

Algunas de las ventajas de los ciclos Rankine son: bajo mantenimiento, sistemas compactos y poco ruidosos, no genera emisiones (salvo en caso de fuga del fluido de trabajo), y el único consumo existente es el de la energía eléctrica necesaria para el funcionamiento de la bomba y equipos auxiliares. Pero una de las desventajas de este tipo de sistemas es que depende de las condiciones de cada aplicación, por lo que, si se quiere un sistema realmente eficiente, se tendrá que diseñar para esa instalación en concreto. (Amat, 2017) Otra de las grandes ventajas es el aprovechamiento de fuentes energéticas que se consideraban como carentes de energía, lo cual reduce los costos, pues prácticamente se utiliza lo que se creía desecho. Además, al utilizar la geotermia (como es el caso en este proyecto), el factor de planta aumenta enormemente, debido a que se puede trabajar las 24 horas del día, los 365 días del año, sacando de operación a la unidad sólo para etapas de mantenimiento.

Fuentes energéticas

Las fuentes disponibles para el ciclo son todas aquellas de las que se pueda obtener el calor necesario para evaporar el fluido de trabajo. Por lo tanto, se puede aprovechar el calor residual o de desecho de los procesos industriales, la energía de la materia orgánica, la radiación solar y la geotermia.

La clasificación de los recursos geotérmicos se divide en baja, media y alta entalpía, donde cada una tiene un rango de temperatura diferente y varía dependiendo el autor (tabla 2). En este trabajo se tomará en cuenta a Hochstein, quien indica que la media entalpía comienza en 125 °C y termina en 225 °C, por lo tanto, el recurso geotérmico tomado de Domo San Pedro, se considera de media entalpía al tener 170 °C.

Tabla 2. Clasificación de los recursos geotérmicos (Alarcón, 2012).

RECURSOS GEOTÉRMICOS	Maffer y Cataldi (1978)	Hochstein (1990)	Benderitter y Comy (1990)	Nicholson (1993)	Axelsson y Gunnlaugsson (2000)
BAJA ENTALPÍA	< 90°C	< 125 °C	< 100 °C	≤ 150 °C	≤ 190 °C
MEDIA ENTALPÍA	90°C - 150°	125°C - 225°C	100°C - 200°C		
ALTA ENTALPÍA	>150 °C	> 225 °C	> 200 °C	> 150 °C	> 190 °C

Generalmente la alta entalpía se consigue haciendo pozos de gran profundidad, lo cual requiere de grandes inversiones de capital, por ende, estos recursos se destinan a plantas termoeléctricas de gran capacidad. La baja y media entalpía se puede obtener mediante pozos someros y se destina a aplicaciones de usos directos.

Tabla 3. Clasificación de sistemas geotérmicos (Zahratul, Eylem, & Sadiq, 2021).

Categoría del sistema	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]
Agua caliente	< 220	< 943
Dos fases, líquido dominante		
Baja entalpía	220 a 250	943 a 1100
Media entalpía	250 a 300	1100 a 1500
Alta entalpía	250 a 350	1500 a 2600
Dos fases, vapor dominante	250 a 350	2600 a 2800

Los sistemas geotérmicos también se clasifican dependiendo de la cantidad energética del recurso, siendo los más comunes los yacimientos de vapor o de líquido dominante. Sin embargo, también se encuentran los de agua caliente, donde las temperaturas son menores a 220 °C. En esta clasificación también se tienen sus respectivas entalpías, como se muestra en la siguiente tabla.

Sistemas de recuperación de calor de procesos industriales

Muchas industrias manufactureras descargan grandes cantidades de energía en forma de calor de desecho y es cada vez más importante recuperar este calor residual para lograr enormes ahorros de energía y reducir el impacto medioambiental mejorando la eficiencia energética industrial. El calor residual industrial liberado de muchos procesos de fabricación tiene una temperatura relativamente alta, suficiente para impulsar un ciclo de energía y producir electricidad para autoabastecimiento o despacho a la red. Las industrias de fabricación de cemento, siderurgia y refinación de petróleo operan plantas de proceso importantes, consumiendo grandes cantidades de energía y también produciendo enormes cantidades de calor residual. Hasta el 20 – 50% de la energía utilizada durante los procesos de fabricación se liberan a la atmósfera. Sin embargo, en algunos casos (por ejemplo, hornos industriales), la eficiencia energética se puede mejorar en un 10% a través de WHR (Waste Heat Recovery), lo que significa que la eficiencia energética puede llegar al 50%. Entonces el sistema WHR parece cada vez más necesario, entre los cuales, el sistema ORC ha conseguido más atención en los últimos años. (Tian & Shu, 2017)

La industria cementera lleva a cabo uno de los procesos en los que más se pierde calor, ya sea por las partículas de polvo que se generan o por la transferencia de calor que se realiza en los hornos y precalentadores. Asimismo, el calor residual e incluso los gases de combustión son liberados al medio ambiente, por lo que se requiere el uso de sistemas de captación de partículas contaminantes. Esto se puede evitar al utilizar el calor de desecho para generar energía eléctrica y así mejorar la eficiencia del proceso.

La industria del acero también consume mucha energía. Su consumo de energía representa alrededor del 15% del consumo total en China, y alrededor del 68% de la energía se entrega como calor

residual por los gases de combustión y el vapor descargado de las máquinas de sinterización, altos hornos, convertidores y hornos de recalentamiento en la producción de acero. Entre estas fuentes de calor residual, la temperatura de los gases de combustión varía en el rango de 200 – 450 °C que transporta una cantidad significativa de residuos de calidad media y alta. Además, la temperatura del agua de enfriamiento presurizada que sale del horno se encuentra generalmente a 90 – 150 °C. Esta agua caliente residual a un nivel de temperatura moderada es otra fuente apropiada para la recuperación de calor. (Ibid, p. 617) Como ejemplo se ilustra la figura 18, en la cual se muestran tres sistemas de generación donde se usan emisiones de gases de combustión de 200 a 450 °C en plantas siderúrgicas.

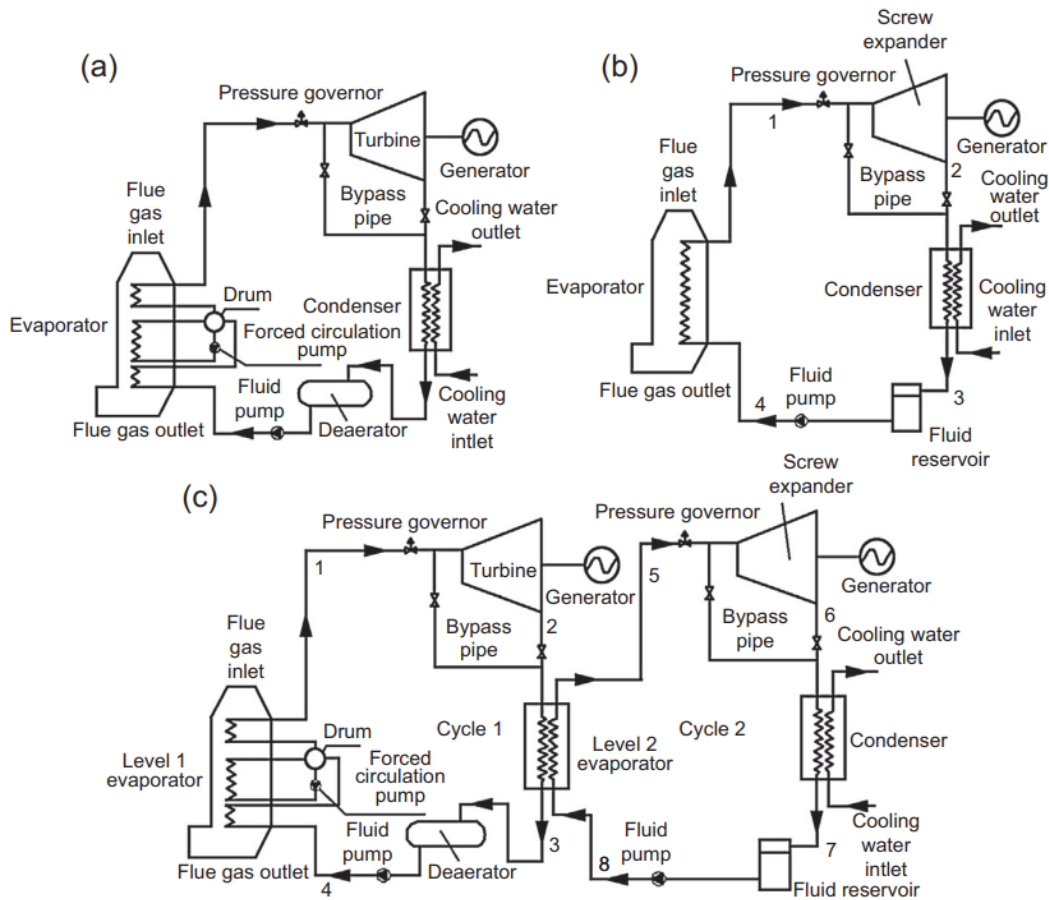


Figura 18. Diagrama de sistemas (a) ciclo Rankine de vapor, (b) ORC, (c) Ciclo Rankine combinado (Orgánico-ORC) (Tian & Shu, 2017).

En los procesos de refinado de crudo petrolífero es muy frecuente someter a grandes enfriamientos los caudales de los cortes para controlar la temperatura de las columnas de destilación. (Cerrada, 2020) La destilación, atmosférica y al vacío, responde del 35 – 40% del total de la energía consumida en las unidades de proceso, seguida por los hidrotratamientos con 18 – 20%. (Ministerio del Medio Ambiente, 2004) Teniendo en cuenta estos porcentajes se puede considerar el uso de sistemas ORC en este tipo de procesos para generar energía.

Biomasa

A lo largo de los años la biomasa ha sido utilizada en ciclos Rankine convencionales para la operación de las calderas con combustibles más amigables con el medio ambiente, y debido a la necesidad de generar ciclos de capacidades menores a 1 MW, se han introducido los sistemas ORC, de donde se pueden obtener plantas de tamaño pequeño para satisfacer la demanda local de electricidad.

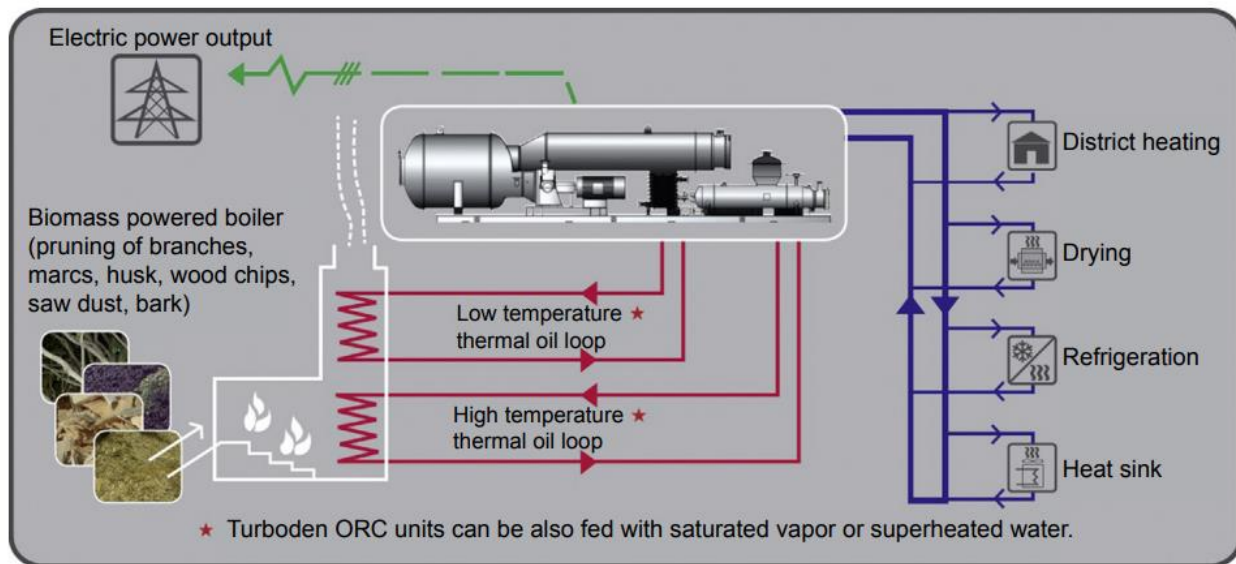


Figura 19. Diagrama de ciclo Rankine orgánico alimentado con biomasa (Ibid, p.529).

En los últimos 15 años, un impresionante desarrollo de sistemas de ORC alimentados con biomasa ha tenido lugar en Europa. En la actualidad, hay unas 300 plantas en funcionamiento o en construcción, principalmente en Europa, pero también en América del Norte y Asia. Sus principales

aplicaciones se encuentran en: calefacción urbana, producción de pellets, aserraderos e industrias basadas en la madera. El estado del arte de la tecnología proporciona un ciclo binario con el ORC asociado con una caldera de aceite térmico de biomasa. La mayoría de las plantas en funcionamiento están dimensionadas entre 500kW y 2 MW de potencia eléctrica, correspondiente a 2 MW y 8 MW térmicos de potencia respectivamente. El uso de fluidos de trabajo adecuados (la mayoría son aceites de silicona) permite la explotación de las altas temperaturas disponibles de la combustión de biomasa. Los resultados son una alta eficiencia eléctrica a pesar de la temperatura relativamente baja (80 – 120 °C) del agua caliente liberada en el condensador. (Guercio & Bini, 2017)

Como ejemplo se ilustra el diagrama anterior, donde el sistema se alimenta con fuentes de baja y alta temperatura que se obtienen de la quema de ramas, cáscaras, aserrín y cortezas de árbol. Obteniendo como resultado energía generada que puede utilizarse para calefacción, refrigeración, secado o como disipador de calor.

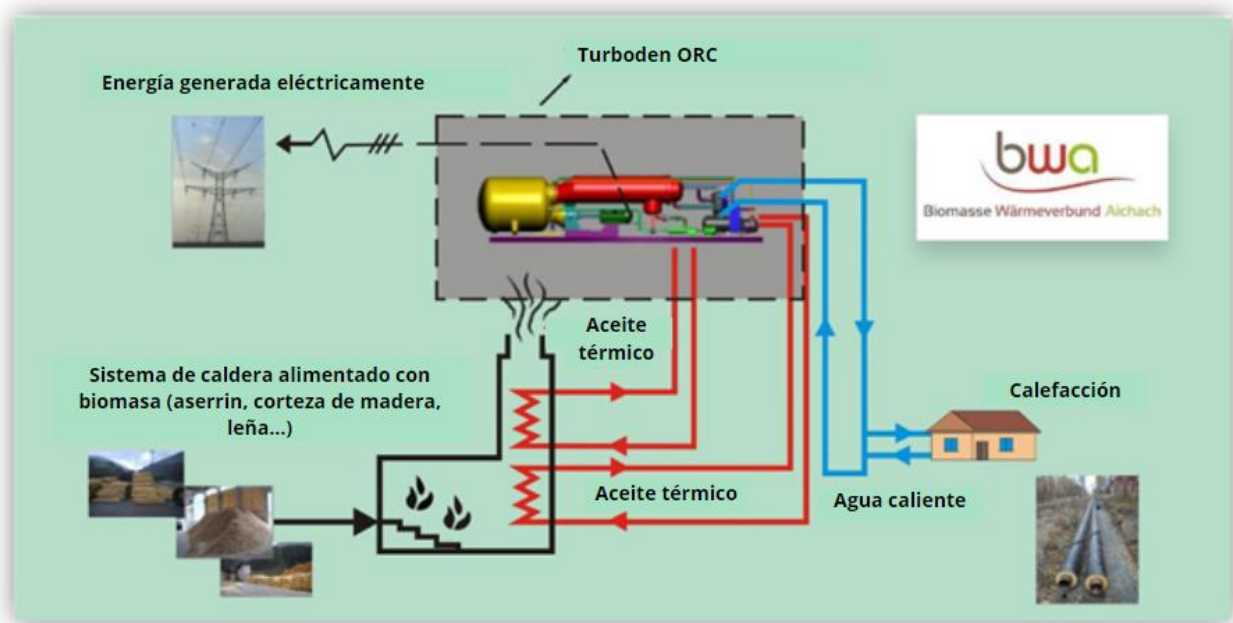


Figura 20. Aichach, Alemania, 800 kWe (BWA, 2021).

Hoy en día existen más de 140 plantas de media escala (0.2 – 2 MWe) basadas en esta tecnología que aprovechan, entre otros, el calor generado en la combustión con biomasa para generación eléctrica (Jiménez, 2013). Para tener una referencia de la generación eléctrica con esta fuente se

tiene la figura 20, de una planta en Aichach, Alemania de 800 kWe, donde se utiliza aproximadamente 15,000 toneladas de biomasa al año, lo que abastece de electricidad a 1,000 hogares. Asimismo, se ejemplifica con las plantas de Siezenheim y Bregenz.



Figura 21. Siezenheim, Austria, 1.5 MW (*Ainring*, 2022).



Figura 22. Bregenz en Austria, 1 MWe (*Tobias ILG*, 2022).

Estas plantas se construyeron con la finalidad de utilizar biomasa mediante la quema de leña para la producción y distribución de energía térmica y eléctrica. En especial la siguiente planta llamada Prometheus, la cual lleva calor a los hogares a través de una red de calefacción urbana que atiende a 1,600 apartamentos.



Figura 23. Abbiategrasso, Milán, 200 kW (*Prometheus*, 2012).

Solar

El sol es la fuente de calor más conocida y usada en el mundo, sin embargo, tiene una gran desventaja, la intermitencia que se produce debido a las horas de luz disponibles y al clima. Aunque se han desarrollado diversas baterías para almacenar el exceso de energía producido durante el día, no es suficiente para satisfacer la demanda. Por esta razón se han implementado sistemas híbridos entre ORC y energía solar, llamado ciclo Rankine orgánico solar (SORC por sus siglas en inglés). Esta tecnología es útil para distintas aplicaciones, ya sea industriales o comunitarias.

También se puede configurar un SORC para desviar el calor alrededor del ORC para satisfacer directamente las cargas térmicas, como el calor de procesos industriales (por ejemplo, limpieza de botellas, ayuda a los procesos de destilación instantánea, recuperación mejorada de petróleo, enfriador de absorción, calefacción de edificios, suministro de agua caliente, etc.). Estas configuraciones, si bien involucra grados crecientes de complejidad, puede justificar el gasto de capital basado en el ahorro de costos de combustible o batería (en el caso de operación en isla), mayor factor de capacidad y el apalancamiento de los recursos disponibles localmente.

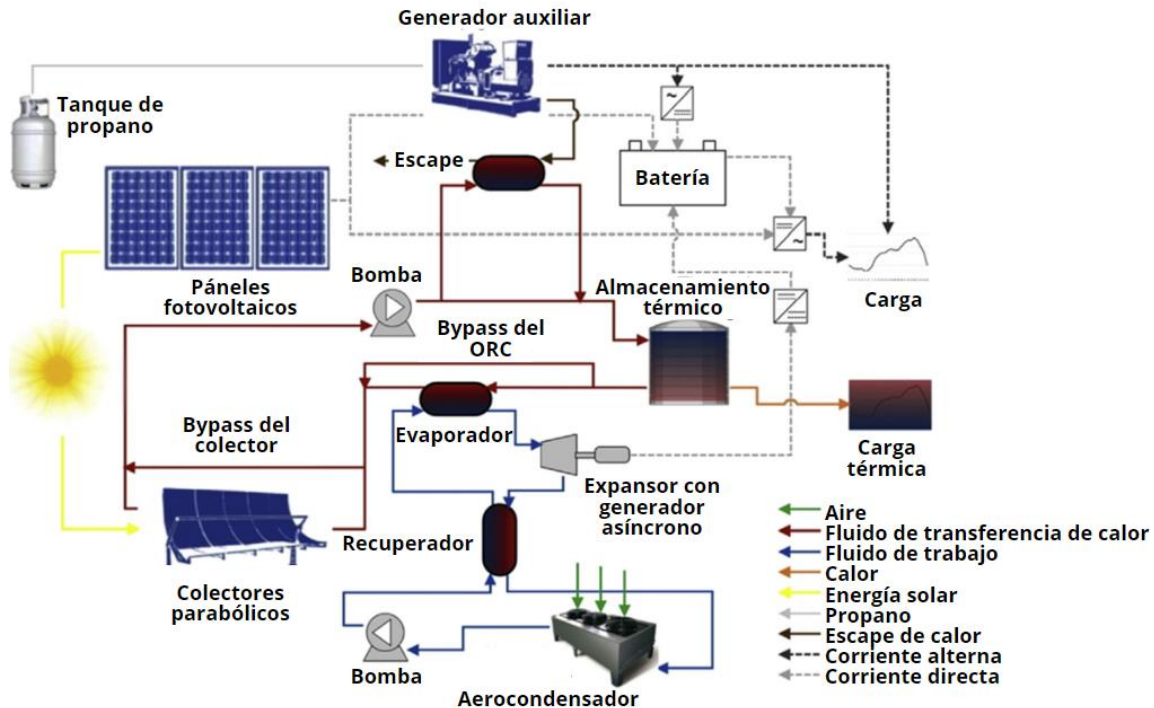


Figura 24. Diagrama de ciclo Rankine orgánico operado con energía solar (Orosz & Dickes, 2017).

A manera de ejemplo, se muestra la figura 24, en la cual se tiene una microrred híbrida que incluye fotovoltaica, concentración de energía solar, ciclo Rankine orgánico, almacenamiento de energía térmica y un generador de respaldo que utiliza gas licuado de petróleo. Como se observa, se utilizan diferentes componentes para hacer funcionar este sistema, así como diversos fluidos. Esto provoca que, entre los diferentes recursos energéticos, el solar sea el menos utilizado.

La hibridación con matrices fotovoltaicas puede ser atractiva si las cargas diurnas se suministran a través de la fotovoltaica relativamente económica, mientras que la energía solar térmica la producción se despacha desde los TES (Thermal Energy Storage), para abastecer las cargas nocturnas, desplazando la necesidad de baterías costosas. CPVT (Concentrating Photovoltaic Thermal) con ORC representa una oportunidad para reducir aún más la infraestructura involucrada en un híbrido PV-CSP (Photovoltaic – Concentrating Solar Power). (Ibid, 573)

Geotermia

El uso de la geotermia comenzó desde que los humanos fueron capaces de aprovechar este recurso, ya sea para preparar alimentos, calentar sus hogares o tomar baños calientes. Miles de años después inició el desarrollo de la tecnología para poder transformar la energía geotérmica en electricidad. Hoy en día se tienen grandes avances en el tema, sin embargo, su uso es menor comparado con otras energías limpias, como es el caso de la solar y la eólica. Esto debido a la distribución geográfica y a la facilidad que tienen las otras energías al poderse colocar en diversos lugares. A pesar de esto la geotermia tiene una gran ventaja, se puede utilizar las 24 horas, los 365 días del año sin importar el clima.

Geotermia en México

El aprovechamiento de la energía geotérmica tiene una larga tradición en México. Se estima que un milenio antes de la conquista española muchos asentamientos, principalmente en la parte central del país, se desarrollaron gracias a que había manantiales de agua caliente en su cercanía. Sin embargo,

los primeros estudios para utilizar los recursos geotérmicos de México para generar electricidad ocurrieron hasta inicios de la década de los cincuenta. (CeMIEGeo, 2019).

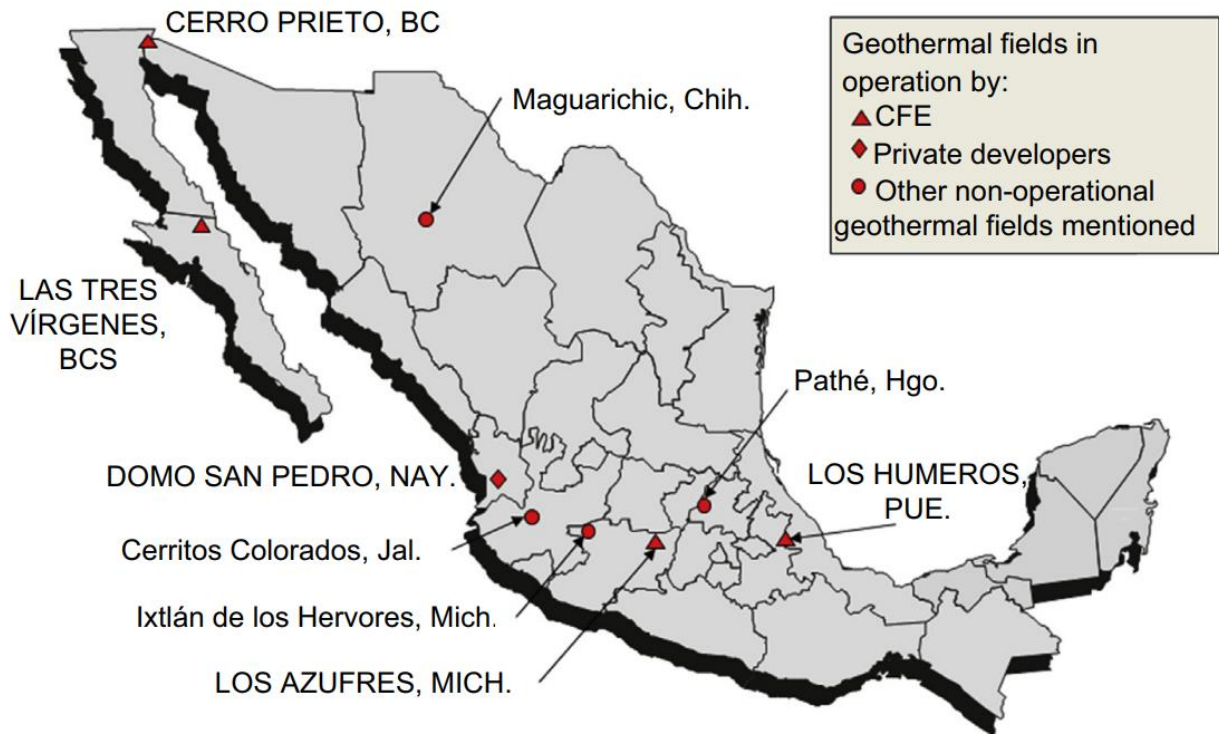


Figura 25. Campos geotérmicos en México (Gutiérrez & Lippmann, 2016).

Entre los primeros y más conocidos campos geotérmicos se encuentra Pathé, ubicado en Hidalgo, el cual fue inaugurado con una planta geotermoeléctrica de 3.5 MW de capacidad instalada. Siendo la primera planta en todo el continente americano, funcionando parcialmente desde 1959 hasta 1973, cuando fue retirada. Otro de los campos más conocidos es Cerro Prieto, ubicado en Baja California, que opera desde 1958, cuando comenzaron a hacerse los primeros reconocimientos del sitio para determinar el potencial geotérmico. Posteriormente en octubre del mismo año se comenzó a operar dos unidades de 37.5 MW cada una (CeMIEGeo, 2019). Hoy en día dichas unidades se encuentran fuera de servicio debido a que cumplieron con su vida útil.

En el país, se operan cuatro campos geotérmicos a través de la Comisión Federal de Electricidad (CFE), con una capacidad instalada de 922 MWe aproximadamente. Dicha capacidad se distribuye de la siguiente manera:

- Cerro Prieto, Baja California 570 MWe
- Los azufres, Michoacán 248 MWe
- Los Humeros, Puebla 94 MWe
- Las Tres Vírgenes, Baja California Sur 10 MWe

Sus cuatro campos colocan a México como el sexto país con mayor capacidad geotérmica (CFE, 2022). Adicionalmente, la empresa privada Grupo Dragón, cuenta con un campo ubicado en Domo San Pedro, Nayarit con capacidad instalada de 25 MWe.

Generación eléctrica

La geotermia se utiliza para diferentes fines, desde balneología, calefacción, desalación, hasta generación de energía eléctrica. Su uso depende de las propiedades del fluido, entre ellas la más importante es la entalpía, ya que su valor nos indica a qué temperatura se encuentra (dependiendo también de la presión). Anteriormente se mencionó que el recurso geotérmico es útil para producir electricidad cuando éste ronda entre media y alta entalpía, y debido a esto se dispone de diferentes configuraciones, que se dividen en ciclos directos e indirectos. Entre los ciclos directos se encuentran los de contrapresión y los de condensación, en cuanto a los ciclos indirectos se tienen a los binarios, que se han explicado anteriormente.

Ciclos a contrapresión

Estos ciclos son los más sencillos y utilizados en la industria, pues parten de la necesidad de conocer el potencial geotérmico de la zona, por lo que se utiliza la menor cantidad de equipos posibles. Consiste en el uso de un separador, generalmente ciclónico en donde se divide el flujo en agua y vapor; a este proceso se le conoce como flasheo y se realiza generalmente una o dos veces dependiendo de las propiedades del fluido. En este sistema el vapor es el fluido de importancia, el

cual es enviado a una turbina para producir energía eléctrica con ayuda de un generador, mientras que el agua es reinyectada al pozo para mantenerlo en condiciones adecuadas. Es importante señalar que, a la salida de la turbina, el vapor es descargado a la atmósfera mediante un silenciador y debido a esto, se restringe el salto entálpico en la misma, lo que significa que el fluido no se recupera y se considera como calor de desecho, aunque claramente este puede ser utilizado para otras aplicaciones.

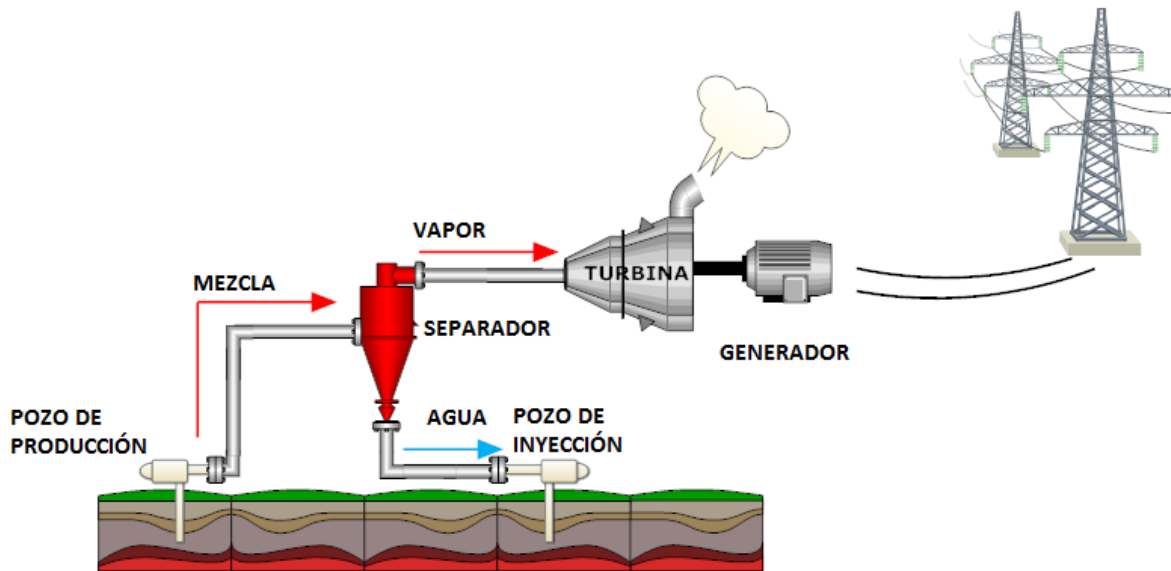


Figura 26. Ciclo a contrapresión (Grupo IIDEA, 2018).

Ciclos a condensación

Una vez conocido el potencial geotérmico con el ciclo anterior, se procede a instalar más equipos con el fin de aprovechar al máximo el recurso energético, agregando un intercambiador de calor, que se encargará de condensar el vapor proveniente de la turbina, con lo que se puede reducir la presión de descarga a presiones vacuométricas y generar así más potencia, con la ayuda de un sistema de enfriamiento. El condensado resultante será reinyectado para cerrar el ciclo y prolongar la vida útil del yacimiento geotérmico, mientras que los fluidos no condensables serán liberados a la atmósfera.

Cabe destacar que en estos sistemas generalmente se utilizan dos separadores, obteniendo del primero vapor de alta entalpía y del segundo vapor de media, que se ingresan en diferentes etapas de la turbina para producir mayor energía con el mismo fluido.

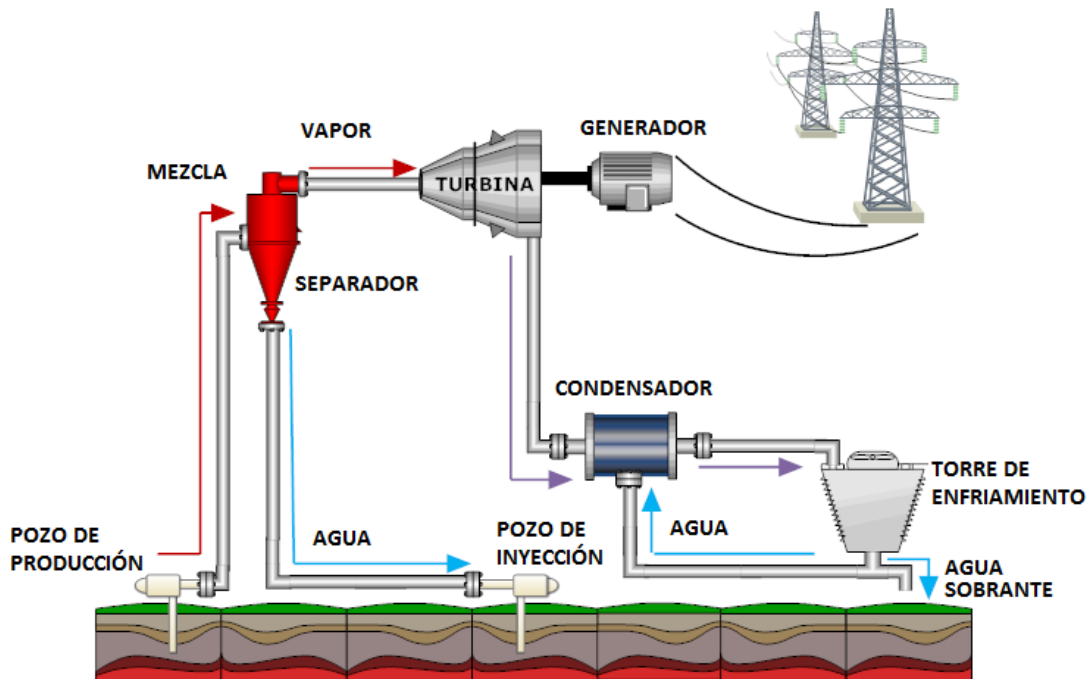


Figura 27. Ciclo a condensación (Grupo IIDEA, 2018).

Conclusiones

A lo largo de los años se ha buscado obtener energía de diferentes fuentes, debido a la demanda que ha crecido constantemente gracias a las nuevas industrias y al aumento de la población. En primera instancia se han tomado en cuenta las energías limpias, seguido de la cogeneración. Sin embargo, se ha dejado de lado a las fuentes energéticas con baja o media entalpía, considerándolas como residuales o de desecho. No obstante, es importante atender este tipo de fuentes, ya que se puede generar energía a través de ciclos Rankine orgánicos, aprovechando lo que se creía fuera de uso.

A pesar de la poca visibilidad de estos sistemas, se ha tenido gran desarrollo en cuanto a los fluidos orgánicos que pueden ser empleados, por lo que una de las principales consideraciones a tomar en cuenta es el potencial de calentamiento global, dado que se busca que los ORC sean amigables con

el medio ambiente, eligiendo fluidos con bajo GWP. Además, entre las fuentes energéticas se encuentran energías alternas, de las cuales se pueden obtener modelos híbridos para obtener una mejor eficiencia.

La recuperación de calor en procesos industriales y la geotermia de media y baja entalpía son las fuentes energéticas más prometedoras dentro del desarrollo de los ORC, esto debido a las temperaturas a las que se encuentran, permitiendo generar electricidad a partir de fuentes energéticas que no son consideradas como desechos. Por lo tanto, es imperante continuar con la mejora de estos ciclos, dando a conocer proyectos donde se puede utilizar este tipo de fuentes, creando conciencia sobre la importancia de estos sistemas, ya que tan solo en México se cuenta con un gran potencial, siendo el sexto país en el mundo con mayor capacidad geotérmica y según (Tartiére & Astolfi, 2017) la generación eléctrica por salmueras geotérmicas es el principal campo de aplicación con 74.8% de toda la capacidad instalada de ORC en el mundo. Lo que nos indica que se pueden aprovechar estos recursos tanto con energía directa mediante ciclos a condensación o a contrapresión, como con energía indirecta con ciclos Rankine orgánicos.

Capítulo 2. Intercambiadores de calor

En los ciclos Rankine Orgánicos se utilizan intercambiadores de calor, específicamente evaporadores y condensadores, por esta razón, en este capítulo se abordará el tema, explicando los tipos que existen, sus configuraciones, los materiales que los constituyen y la situación actual de los fabricantes y distribuidores en México. Asimismo, se hablará de torres de enfriamiento (equipo que forma parte del sistema de condensación) y de los aerocondensadores, que se utilizan cuando en el sitio de instalación no se cuenta con agua de enfriamiento, por lo que se opta por condensar el fluido con aire. Además, se expondrá el tema de los daños operativos en los intercambiadores de calor, haciendo énfasis en los evaporadores, debido al uso de salmuera, lo cual cobra relevancia en la correcta selección de estos equipos, su mantenimiento y la operación continua de los ORC.

Definición

El intercambiador de calor es un equipo de transferencia de calor cuya función es cambiar la entalpía de una corriente al cambiar su temperatura. En otras palabras, los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas y en contacto térmico. Esta tarea se realiza de diferentes maneras dependiendo de la configuración del equipo, tomando en cuenta la geometría del sistema, la dirección de los flujos, los fenómenos de cambio de fase que pueden presentar los fluidos durante la transferencia, entre otros aspectos los cuales son la base para poder clasificarlos. (Alarcón, 2012)

Los intercambiadores son utilizados para diversos procesos y en diferentes industrias, ya sea para sistemas químicos, nucleares, mecánicos o cualquiera en donde se necesite reducir o elevar la temperatura de un fluido con ayuda de otro o incluso cambiar la fase de éste. Cabe mencionar que para llevar a cabo esta transferencia de calor es necesario tener un gradiente de temperatura considerable entre ambos fluidos. Además, debido a la gran variedad de procesos en donde se utilizan estos equipos, los materiales son bastos y compatibles con la mayoría de los fluidos, teniendo excelentes resultados para sistemas conocidos y estudiados, por ejemplo, en el caso de aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración.

Tipos

Los equipos se pueden clasificar de diferente manera según el autor. En esta investigación se categorizarán de acuerdo con el tipo de flujo, construcción y funcionamiento.

Intercambiadores de calor según su tipo de flujo

Flujo paralelo

Este tipo de configuración se da cuando el fluido frío y el caliente entran por el mismo extremo y fluyen en la misma dirección, teniendo un gradiente de temperatura elevado, el cual va disminuyendo a lo largo del intercambiador. Cabe mencionar que la temperatura de salida del fluido frío nunca excederá la temperatura de salida del fluido caliente.

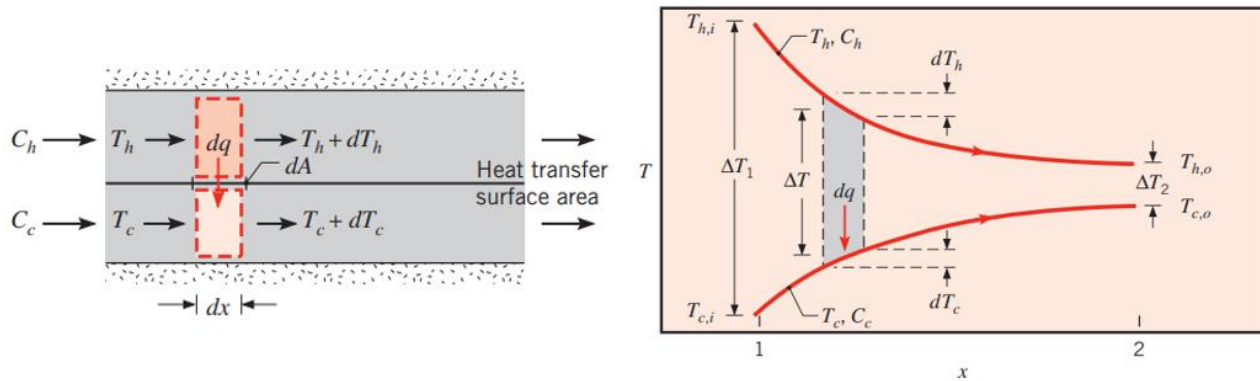


Figura 28. Distribución de temperaturas para flujo paralelo (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011).

Contraflujo o contracorriente

En este caso los fluidos ingresan por diferentes extremos y fluyen en direcciones opuestas, teniendo un resultado más eficiente comparado con la configuración anterior, ya que la transferencia de calor se proporciona por una parte en los sitios más calientes y por la otra en los sitios más fríos, provocando así que la temperatura de salida del fluido frío pueda ser mayor que la del fluido caliente.

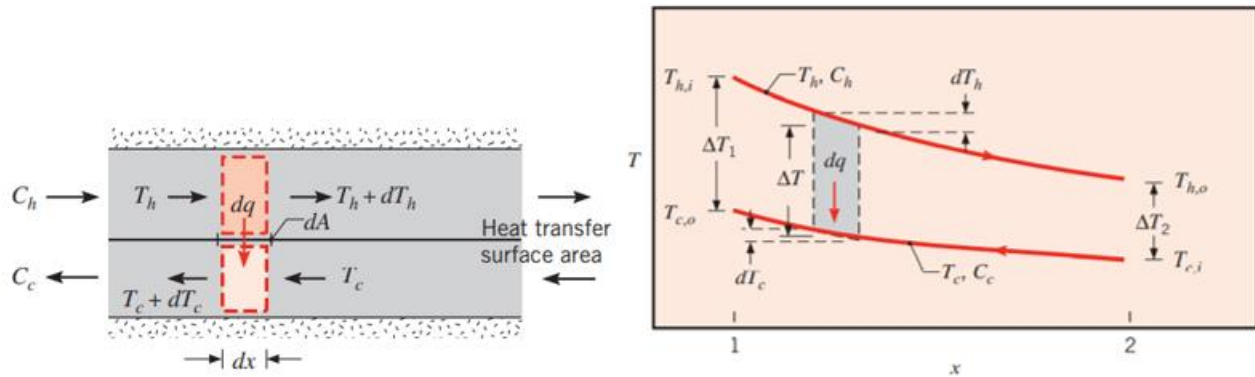


Figura 29. Distribución de temperaturas para contraflujo (Ibid, p. 714).

Flujo cruzado

En estos intercambiadores los fluidos fluyen perpendicularmente uno del otro como se muestra en la siguiente figura. Existen dos configuraciones, en ambas uno de los fluidos se sitúa dentro de los tubos, fluyendo a lo largo del eje y . La diferencia radica en la distribución del fluido que se encuentra al exterior de los tubos, donde en la configuración (a) se cuenta con aletas, lo que ayuda a disipar mejor el calor, mientras que en la (b), los tubos son lisos y la transferencia de calor se realiza directamente.

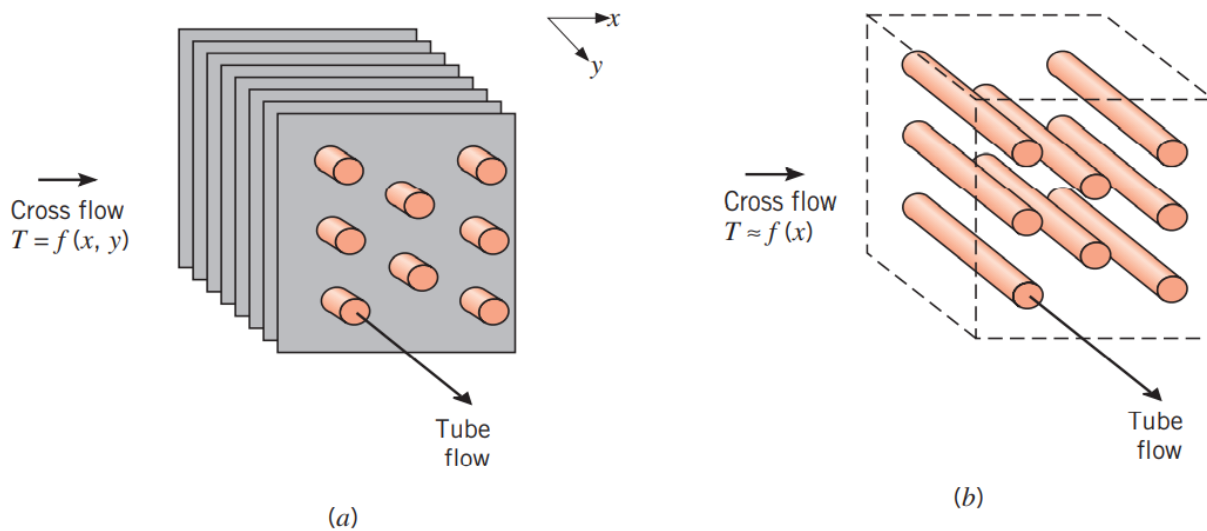


Figura 30. Flujo cruzado, (a) Con aletas y ambos fluidos sin mezclar (b) Sin aletas y fluidos sin mezclar (Ibid, p. 706).

Intercambiadores de calor según su tipo de construcción

La construcción de los equipos se realiza de diferentes formas dependiendo la aplicación a la que estén destinados. Los intercambiadores de calor más conocidos son los tubulares y los de placas planas, y de estos derivan diversas configuraciones.

Tubulares

Este intercambiador es generalmente construido por tubos circulares, elípticos, rectangulares, redondos y planos. Existe una considerable flexibilidad en el diseño, porque la geometría puede variar fácilmente cambiando el tubo de diámetro, posición y longitud. Este intercambiador de calor es diseñado para altas presiones relativamente. Se utilizan principalmente líquido-líquido y líquidos con cambios de fase (condensación y evaporación). También para gas-líquido y gas-gas en las aplicaciones de transferencia de calor, fundamentalmente cuando la temperatura y presión de funcionamiento son muy altas. (Fonseca & Riveros, 2009) Dentro de la clasificación de intercambiadores tubulares se encuentran:

Doble tubo

Consiste en dos tubos concéntricos (figura 31), lo que lo hace uno de los intercambiadores de calor más sencillos del mercado. Los fluidos se encuentran dentro de cada tubo sin tener contacto directo, fluyendo en dirección contraria o de forma paralela, con una configuración que puede constar de uno o varios pasos. Las características favorables de este equipo son su bajo costo, su simpleza de construcción y sus necesidades de mínimo mantenimiento. Sus desventajas son las de resultar de gran tamaño y no poder manejar fluidos de altas presiones. Una de sus principales aplicaciones se encuentra en el manejo de sustancias corrosivas. (Salazar, 2001)

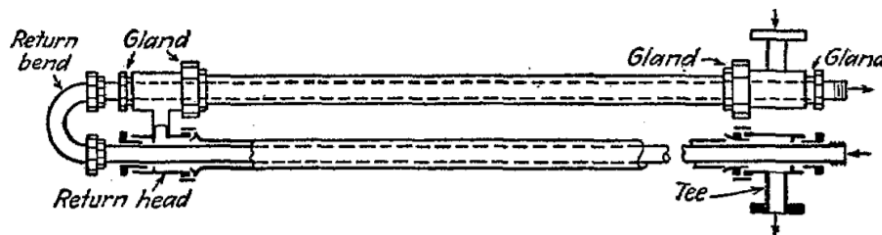


Figura 31. Intercambiador de calor de doble tubo (Kern, 1965).

Tubo y coraza

Este intercambiador consiste en un conjunto de tubos que se sitúan dentro de una carcasa, también llamada coraza. Dentro de ambos sitios circula un fluido diferente, conociéndose al que fluye por los tubos como interno y al que ingresa en la coraza como externo, ya que éste rodea los tubos. La selección del fluido que irá dentro de cada sección depende de factores, como la presión y la temperatura. También influye el tipo de fluido y la corrosión que este pueda generar al material, así como la aplicación a la que esté destinado.

Es común la colocación de deflectores (baffles) o desviadores en el interior de la coraza para obligar a que el fluido externo se mueva de manera transversal a los tubos con el fin de mejorar la transferencia de calor. En los extremos de estos intercambiadores, se encuentran los cabezales, los cuales son espacios en los que el fluido del lado de los tubos se concentra antes de entrar y salir de ellos. Existen diferentes arreglos para este tipo de intercambiadores, en los cuales puede haber uno o más pasos de tubos, dependiendo el arreglo de dicho cabezal. (Garza, 2016)

Una de las principales ventajas de este equipo es la gran área de transferencia de calor, así como la baja probabilidad de fugas debido a las pocas conexiones con las que cuenta, además es tan versátil que puede cumplir con diversas aplicaciones en la industria. Sin embargo, una de las grandes desventajas es el tamaño, ya que es de los intercambiadores más grandes del mercado.

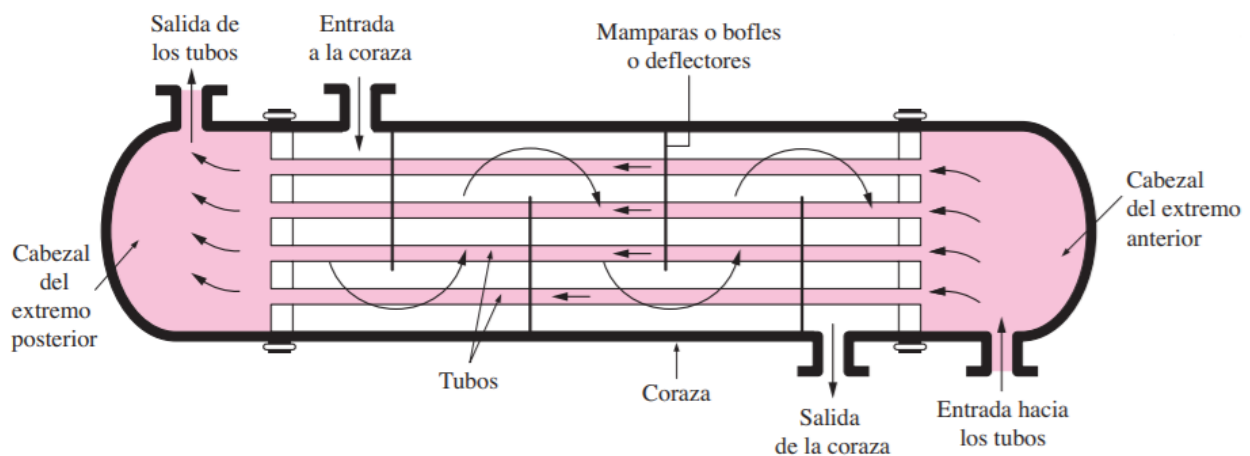


Figura 32. Intercambiador de calor de tubo y coraza (Cengel & Ghajar, 2011).

Tubo en espiral

Están formados por placas enrolladas que mantienen los fluidos separados; las placas se colocan en el interior de un recipiente cilíndrico, cerrado con tapas herméticas por ambos lados. La ventaja de estos equipos es que pueden manejar cualquier tipo de fluido, incluyendo los que contienen sólidos en suspensión. Como desventaja se presenta la dificultad de limpieza. Sus aplicaciones se enfocan al manejo de fluidos a presiones moderadas y principalmente en la industria maderera. (Salazar, 2001)

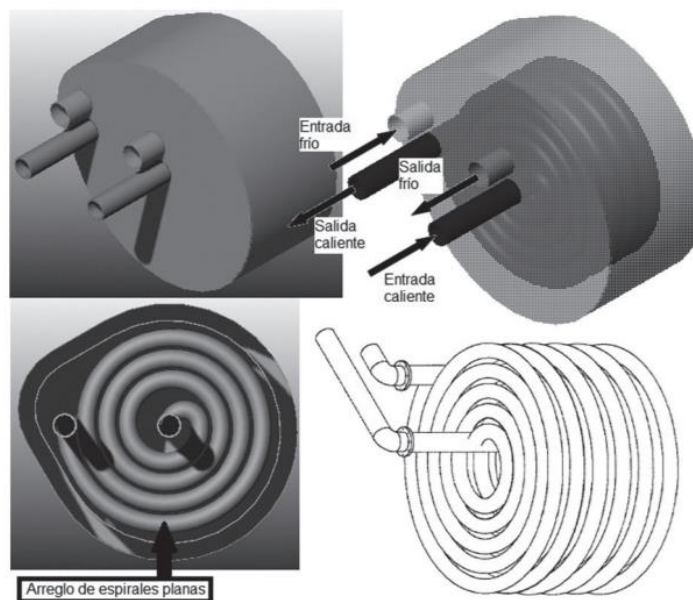


Figura 33. Intercambiador de calor de tubo en espiral (Marín, Gonzalo, & Zuluaga, 2012).

Placas

Los intercambiadores de calor de placas (también llamados de plato) están conformados por una serie de placas metálicas delgadas y corrugadas que forman un conjunto de canales por donde circulan los fluidos sin ser mezclados. Son utilizados para transferir calor de fluidos líquido-gas, líquido-líquido y gas-gas. Este tipo de equipos tiene una gran ventaja, se puede aumentar el número de placas para obtener una mayor transferencia de calor y de esta manera se obtienen configuraciones compactas para reducir el tamaño del intercambiador. Se clasifican en dos tipos, soldadas y con juntas.

Juntas

Los fluidos fluyen de manera alterna entre cada par de placas, usualmente son líquido ambas corrientes en estos intercambiadores. De manera general el intercambiador de calor de placas es un conjunto de placas y sellos (juntas) unidos de manera alternativa mediante una serie de tornillos (espárragos), por compresión. Se utilizan principalmente en la industria alimenticia y/o química. Este tipo de intercambiadores de calor están limitados por las propiedades termomecánicas de las juntas; 25 [bar] de presión y 250 [°C] de temperatura. Su gran ventaja es el alto coeficiente de transferencia de calor generado, efecto de la corrugación de las placas (turbulencia); adicionalmente este tipo de unidades son muy compactas. Una de sus desventajas es la excesiva caída de presión observada debido a la corrugación. (Rodríguez, 2013)

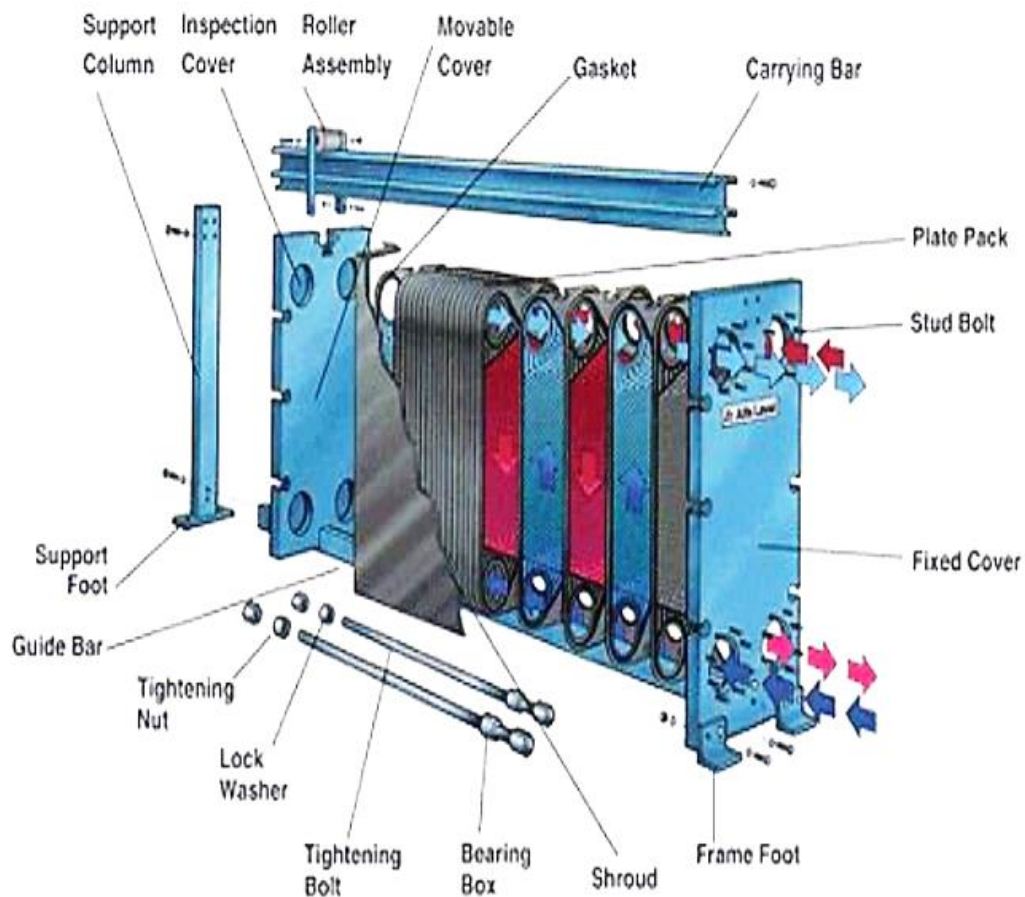


Figura 34. Intercambiador de calor de placas unido con juntas (Jogi & Lawankar, 2012).

Como ventajas adicionales se tienen que la limpieza en este dispositivo es bastante rápida y fácil, ya que solo se requiere desmontar las placas para limpiarlas por separado, incluso si alguna se encuentra dañada, simplemente se puede cambiar por una nueva. Además, al poder intercambiar las placas tan fácilmente, se puede aumentar o disminuir el área de transferencia a conveniencia.

Soldadas

Una de las limitaciones del intercambiador de calor de placas con juntas es la presencia de las juntas, lo que restringe su uso a los fluidos no corrosivos, limita las presiones y temperaturas de operación. Para superar esta limitación, han sido creados diseños de intercambiadores de calor de placas soldadas, al igual que el ICP (Intercambiador de calor de placas) con juntas, los ICP soldadas esta construidas por una serie de placas de metal onduladas o en relieve, pero sin las juntas, los pernos, el marco y las barras guía. Para reducir el costo de soldadura, el tamaño de la placa para este intercambiador es generalmente más grande que en el ICP con junta. La desventaja de ese tipo de diseño es la pérdida de la flexibilidad para desmontar y ampliar el número de placas. La soldadura se lleva a cabo alrededor de la periferia de las placas, en donde normalmente se coloca la junta. Una vez soldadas las placas del intercambiador, resulta un sistema sellado, compacto y con mayores límites para las temperaturas y presiones de operación (350°C y 4.0 MPa) y permite el uso de fluidos corrosivos compatibles con el material de la placa. (Juárez & Mendoza, 2015)



Figura 35. Intercambiador de calor de placas soldadas (Alfa Laval, 2015).

Coraza

El intercambiador de calor de placas y coraza es un nuevo equipo, el cual parte del intercambiador de tubos y coraza, teniendo como diferencia el uso de placas en lugar de tubos, como se muestra en la figura 36. El funcionamiento consiste en introducir un fluido por la parte superior, que rodeará las placas y saldrá por debajo, mientras que un fluido secundario ingresará por la parte inferior frontal pasando a través de las placas y terminando su recorrido en la parte superior frontal. Este tipo de equipos es muy útil para aplicaciones en las cuales las temperaturas y presiones son mayores a las soportadas por los intercambiadores de placas con juntas, pues sus parámetros de diseño rondan entre 64 bar y 400 °C según el fabricante (HFM, 2021). Asimismo, cuentan con una gran variedad de materiales, entre ellos Hastelloy 276 y titanio.

Dado que estos equipos son nuevos, son pocos los fabricantes que trabajan con ellos, sin embargo, la tecnología sigue en desarrollo para mejorar la transferencia de calor en estos sistemas. Además, cabe señalar que estos intercambiadores han llamado la atención últimamente, debido a que unen las ventajas de ambos componentes, puesto que resisten altas temperaturas y presiones, son desmontables, fáciles de limpiar y requieren poco espacio.



Figura 36. Intercambiador de calor de placas y coraza (HFM, 2021).

Intercambiadores de calor según su tipo de funcionamiento

De un solo paso

Si un fluido intercambia calor una vez y en una sola dirección se considera de paso simple.

De múltiples pasos

Cuando el fluido ha intercambiado calor y se invierte su dirección se dice que es de doble paso o de múltiples pasos dependiendo del número de veces que cambie su dirección, aumentando de esta manera el rendimiento del equipo. Como ejemplo se muestra la siguiente imagen donde se presentan dos casos.

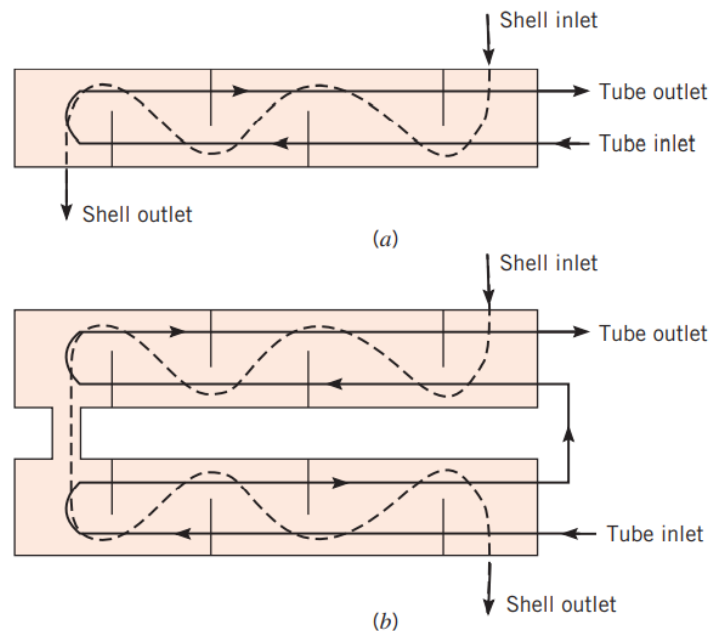


Figura 37. Esquema de intercambiador de calor de tubos y coraza. (a) Un paso por la coraza y dos por los tubos. (b) Dos pasos por la coraza y cuatro por los tubos.

Regenerativos

Normalmente se utilizan en sistemas con altas temperaturas, donde el fluido caliente cede su calor a un regenerador y posteriormente reingresa al sistema. Esto se realiza debido a que el fluido caliente cuenta con demasiada energía, por lo cual es aprovechada para mejorar la eficiencia del intercambiador.

Aerocondensadores

Como se mencionó anteriormente, este equipo es un sustituto del condensador, debido a que no en todos los sitios donde puede ser instalado un ciclo Rankine orgánico se dispone de agua las 24 horas, por lo tanto, se opta por utilizar aire como recurso de enfriamiento. En estos componentes se realiza la transferencia de calor entre el fluido orgánico y el aire, lo cual se hace sin la necesidad de mezclar los fluidos, pues se utilizan tubos con aletas por donde fluye el vapor de refrigerante hasta condensarse gracias al aire que se encuentra al exterior de los tubos. Cabe destacar que la presencia de las aletas ayuda en gran medida a la transferencia de energía, ya que, al tratarse de aire, se requiere una mayor área para transferir todo el calor al ambiente.

Una de las desventajas de usar aerocondensadores es la necesidad de electricidad para operar los ventiladores que harán circular el aire a través de los tubos. En consecuencia, se disminuye la potencia neta generada por el ciclo puesto que el aerocondensador entra en los usos propios del sistema. Al mismo tiempo, el equipo representa un aumento considerable en el área disponible para la instalación.

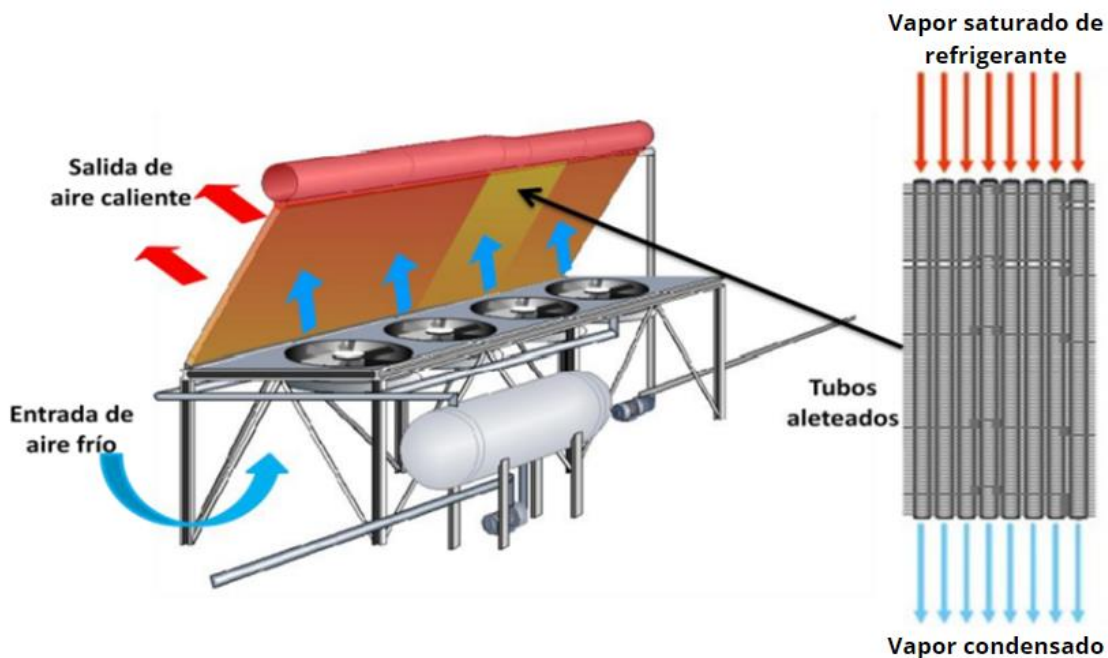


Figura 38. Diagrama de un aerocondensador (Fernández, 2012).

En la figura anterior se muestra el diagrama de funcionamiento del aerocondensador, donde se observa que por un lado el vapor se ingresa por los tubos y sale condensado. Por otro lado, el aire circula por debajo de los tubos, creando así un flujo cruzado y saliendo a una temperatura mayor. Conviene especificar que la temperatura de entrada del aire depende del sitio en donde se encuentre, esto debido a la temperatura y a la humedad del lugar. Por lo que la cantidad de aire necesario para condensar el fluido dependerá de esos parámetros.

Torres de enfriamiento

Este equipo junto con el condensador compone al sistema de enfriamiento o condensado, pues a diferencia del componente anterior, en esta configuración se requiere de agua como agente de condensación, realizando la transferencia de calor con el fluido orgánico. Sin embargo, para reutilizar el agua se necesita una torre de enfriamiento que permita la remoción de energía térmica de ésta.



Figura 39. Torre de enfriamiento de tiro forzado.



Figura 40. Torre de enfriamiento de tiro inducido.

En las torres de enfriamiento el flujo se mezcla debido a que no se ingresa en tubos, placas o corazas. Simplemente se deja fluir dentro de la torre, bombeando el agua hasta la parte superior y roseándola mediante aspersores, mientras que el aire circula gracias a un ventilador. El agua cae a través del relleno o empaquetamiento, que son placas corrugadas generalmente de PVC, donde se realiza la transferencia de calor, hasta que el agua cae a una pileta en donde se almacena momentáneamente y luego es enviada al condensador.

En los ORC se utilizan dos tipos de torre, de tiro forzado y de tiro inducido. En el primero el aire se introduce mediante un ventilador al equipo, mientras que, en el segundo el aire se conduce al exterior de la torre provocando presiones vacuométricas al interior de esta, lo que ocasiona que el aire de los alrededores se introduzca al equipo.

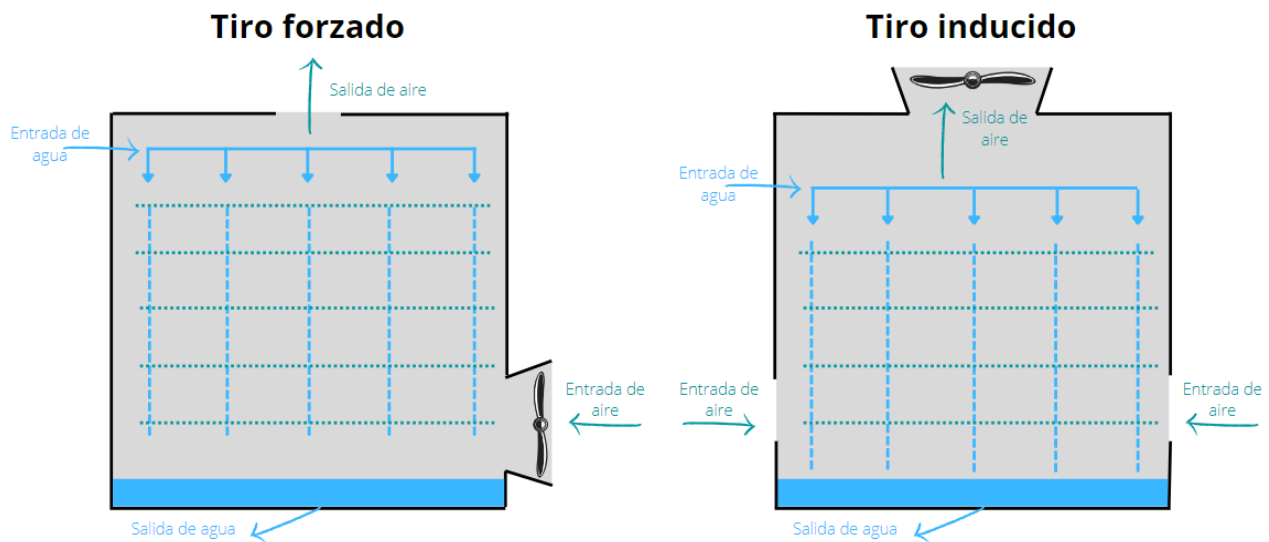


Figura 41. Diagrama de torres de enfriamiento de tiro forzado e inducido.

Materiales

Los materiales recomendados para usarse en intercambiadores de calor que trabajan con agua salada (corrosiva y ácida) son: acero inoxidable, cobre, cuproníquel, inconel, monel, titanio y el latón. Cuando los requisitos de corrosión o las condiciones de temperatura no permiten la utilización de una aleación simple para los tubos, en ocasiones se utilizan tubos bimetálicos (tubo dúplex), esto es, la combinación de un tubo interno de un material y un extremo de otro. Se puede hacer en cualquier

combinación posible de metales, por ejemplo, de titanio y de cuproníquel o de cuproníquel y de acero inoxidable, etc., el objetivo es mantener las propiedades químicas y conductivas de un material y las mecánicas del otro, sin embargo, esto resulta muy costoso y solamente es viable en algunas aplicaciones. (Alarcón, 2012)

Debido a los fluidos que se ocupan en los ORC, es necesario saber si el material será compatible o si se presentarán inconvenientes, como es el caso de la corrosión, la cual está muy presente al usar fluidos geotérmicos, sobre todo si se trata de salmuera, ya que tiene una alta concentración de minerales los cuales pueden perjudicar al equipo causando problemas de corrosión e incrustación, reduciendo la eficiencia del sistema. Entre ellos se encuentra la sílice, que puede precipitarse y adherirse al material, formando incrustaciones difíciles de remover. Estos problemas se abordarán más adelante en el capítulo 4.

Los materiales convenientes para el estampado en frío y resistentes a la corrosión son comúnmente utilizados para las placas del intercambiador de calor (Rodríguez, 2013). Las características principales de estos materiales son la maleabilidad, la resistencia a la corrosión y su conductividad térmica.

- Acero inoxidable AISI 304
- Incoloy 825
- Stainless Steel
- AISI 316
- Monel400
- Avesta SMO 254
- Hastelloy B
- Titanio
- Titanium-0.2% Hastelloy C-276
- Paladio estabilizado
- Aluminio-latón 76/122/2
- Tantalio
- Cuproníquel (70/30)
- Inconel 600
- Cuproníquel (90110)
- Inconel 625
- Diabon F 100

Para las juntas de los intercambiadores de placas se utilizan los materiales mostrados en la tabla 4, mientras que para los equipos soldados se emplean soldaduras de cobre, aunque recientemente se ha

comenzado a trabajar con soldadura de níquel. Incluso para ciertas aplicaciones se utiliza la electrosoldadura para evitar corrosiones.

Tabla 4. Materiales para juntas y temperaturas máximas de funcionamiento (Juárez & Mendoza, 2015).

Material	Temperatura [°C]
Caucho de estireno butadieno (SBR)	80
Caucho de nitrilo	140
Caucho de etileno propileno	150
Fluoroelastómero	100
Caucho de fluorocarbono	180
Fibra de asbesto comprimido	260
Elastómeros de silicona	Aplicaciones de baja temperatura

Mercado de intercambiadores de calor en México

En la actualidad existen diferentes fabricantes y proveedores de intercambiadores de calor en todo el mundo. La tecnología ha avanzado tanto que los materiales ya no representan un gran problema, sin embargo, simbolizan un costo extra que puede ser tan elevado como lo requiera la aplicación, incluso puede llegar a ser el doble del precio original. Además, se debe tomar en cuenta el costo de importación, si se compra en otro país, o el costo de embarque si se compra en otro continente. Igualmente se debe considerar los materiales comprados por los fabricantes en otros países si es el caso y todos los costos extras que esto acarrea.

En ocasiones la salmuera geotérmica puede llegar a ser tan agresiva químicamente que se requiere un equipo de sacrificio que amortigüe los daños por corrosión o incrustación, salvaguardando así la integridad del resto de los componentes. Lo que indica que será remplazado las veces que sean necesarias para que el sistema siga funcionando. Por estas razones, es importante contar con fabricantes en el país donde será instalado el sistema.

Asimismo, se puede cubrir un punto para llegar a la sostenibilidad, teniendo tecnologías propias, en este caso mexicanas. Por lo que con este proyecto se busca visibilizar el desarrollo de sistemas realizados por mexicanos y llevados a cabo con equipos fabricados en el país.

Para este trabajo se realizó una lista de los fabricantes y proveedores de intercambiadores de calor para determinar cuáles cuentan con equipos apropiados para los ORC. Aunque la lista es extensa, la mayoría de las empresas no trabajan con esta aplicación, ya que se centran en sistemas más conocidos y utilizados como aire acondicionado. Sin embargo, se nombrarán aquellas empresas que atendieron las cotizaciones solicitadas: Tranter, Gcoiltech, Thermofin, ITISA, Equipos y Servicios Industriales, Pirobloc, Frigus Center, Funke, Equirepsa, Sacome y Alfa de Occidente.

Para los intercambiadores de tubo y coraza solo se identificó a un proveedor, ya que los fabricantes no trabajan con los fluidos presentados en este trabajo. En consecuencia, la empresa que se adecua al proyecto es Kalina Engineering, quienes fabrican los equipos a la medida y de acuerdo con la aplicación. Es necesario aclarar que esta empresa se encuentra en India (Kalina, 2014), por lo que los costos aumentan debido a lo comentado anteriormente. En cuando al mercado mexicano, no se puede hallar a ningún proveedor.

En cuanto a los intercambiadores de calor de placas, se identificaron a 4 proveedores: Alfa Laval, Edelflex, HFM y GHTS. Alfa Laval es una empresa pionera en su campo y conocida a nivel mundial, quienes tienen presencia en más de 100 países (Alfa Laval, 2015), lo que implica que tienen una logística de distribución y fabricación ya establecida, por lo que los costos de exportación/importación son más bajos. Por otro lado, se tiene a Edelflex, empresa argentina fundada en 2004 (Edelflex, 2019) con sede en México que trabaja con equipos de la marca Kelvion, quienes tienen una amplia gama de equipos para diferentes aplicaciones.

Entre los proveedores se encuentra una empresa mexicana, GHTS (Global Heat Transfer Systems), nacida en Querétaro en el año 2014 (GHTS, 2022), la cual cuenta con intercambiadores soldados y con juntas de todos los tamaños y para todos los procesos. Además, cuentan con servicios de mantenimiento que incluyen limpieza de los equipos y pruebas de líquidos penetrantes para asegurar

su buen funcionamiento. Por otra parte, esta HFM, empresa china fundada en 1988 con presencia en Asia, Oceanía, África, Europa, Norteamérica y Sudamérica (HFM, 2021). Quienes han desarrollado intercambiadores de calor de placas y coraza, siendo uno de los pocos fabricantes en el mercado con esa tecnología. Lamentablemente no cuentan con distribuidor en México, solo en Estados Unidos de América y Brasil.

Con respecto a las torres de enfriamiento, los fabricantes y proveedores considerados son Te&Ve, Froztec e Ingeniería, Montajes y Servicios Industriales. Te&Ve es una empresa mexicana de Guadalajara, Jalisco (Te&Ve, 2022) dedicada al enfriamiento de fluidos y la ventilación industrial, enfocados en la ingeniería, mantenimiento y consultoría, quienes construyen y distribuyen sus propios equipos. Por otro lado, se tiene a Froztec, empresa estadounidense que trabaja con torres de enfriamiento de la marca Reymasa. Cuenta con oficinas en 10 países, entre ellas México, donde también tiene una bodega para disminuir los tiempos de entrega (Froztec, 2022).

Ingeniería, Montajes y Servicios Industriales tiene 20 años de experiencia en fabricación y mantenimiento de torres de enfriamiento en la Ciudad de México y Área Metropolitana (Ingeniería, Montajes y Servicios Industriales, 2022). Cabe destacar que es una empresa 100% mexicana, fabricante de sus propios rellenos y carcasas. Proveen servicios de instalación, reparación, mantenimiento y diseño de torres a la medida.

Para los aerocondensadores se tiene a Esindus, empresa nacida en 1953 en España (Esindus, 2022), quienes inauguraron una sede en la Ciudad de México en 2014 y ofrecen sistemas de refrigeración, desde torres de enfriamiento hasta aerocondensadores. Con estos datos, se puede tener una mejor perspectiva de los proveedores que suministran intercambiadores de calor en el país, con el fin de considerarlos en el análisis económico y de esta manera reducir costos de importación.

Tabla 5. Resumen de proveedores de equipos de intercambio de calor en México.

Equipo	Fabricante	Tipo
Intercambiadores de calor	GHTS	Placas soldadas
Torre de enfriamiento	IMSI	Tiro inducido
Aerocondensador	Esindus	Tubos y aletas

Estado del arte de los intercambiadores de calor

En el ciclo Rankine orgánico los intercambiadores de calor son parte fundamental del sistema, ya que son los encargados de transferir la energía de un fluido a otro, ya sea del recurso energético al fluido orgánico o del fluido de trabajo al agua de enfriamiento (o al medio ambiente según sea el caso). Por esta razón es tan importante seleccionar de manera adecuada el equipo que se utilizará como evaporador y condensador, así como encontrar una configuración óptima teniendo en cuenta diversos parámetros como los materiales, el área de transferencia de calor, las dimensiones, el costo y el análisis termodinámico.

Entre los equipos considerados se encuentran los intercambiadores de calor de placas (con juntas), los cuales fueron introducidos aproximadamente en el año de 1930 por las industrias alimenticias, en especial por su fácil limpieza; aun así, su diseño alcanzó la madurez hasta 1960 cuando se desarrollaron nuevos materiales y se alcanzaron geometrías de placa mucho más efectiva. (Rodríguez, 2013) Desde su aparición han tenido un uso extenso en la industria, demostrando a lo largo de todos estos años las ventajas frente a los otros tipos, evolucionando con ello su construcción dando innovaciones como el intercambiador soldado y otros diseños. (Gonzales, 2007)

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza también están contemplados dentro de la configuración. Éstos han sido clasificados extensamente y construidos de acuerdo con los estándares de la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares (TEMA por sus siglas en inglés), al Instituto Alemán de Normalización (DIN por sus siglas en alemán) y bajo otros estándares europeos, también bajo los códigos de caldera y contenedores presurizados de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME). (Alarcón, 2012)

El desarrollo tecnológico de los intercambiadores de calor ha crecido constantemente y un ejemplo de esto son los intercambiadores de placas y coraza, que han tomado los beneficios de ambos mundos, por un lado, tienen la ventaja de ser desmontables y por lo tanto fáciles de limpiar y por el otro, son compactos, causando que se puedan instalar en cualquier lugar. Según (Vahterus, 2022), empresa finlandesa de intercambiadores de calor, son los pioneros en el desarrollo de esta

tecnología, quienes comentan lo siguiente: “A fines de la década de 1980, comenzamos a desarrollar un tipo de intercambiador de calor completamente nuevo. Este esfuerzo se basó en la experiencia laboral que nuestro fundador y CEO, Mauri Kontu, obtuvo en el diseño y fabricación de intercambiadores de calor de placas con juntas. Queríamos ver si era posible integrar y combinar la tolerancia de presión y temperatura del intercambiador de calor de carcasa y tubos con las cualidades superiores de transferencia de calor de un intercambiador de calor de placas y marcos. (...) Este trabajo de desarrollo dio como resultado el primer intercambiador de calor de placas y carcasa completamente soldado.”

En cuanto a las torres de enfriamiento, aparecieron por primera vez en el siglo XIX con el objetivo de reducir el consumo de combustible utilizándolas en los condensadores de los motores de vapor. Más tarde, durante el siglo XX, se utilizaron nuevos modelos para reciclar el agua refrigerante en zonas con escasez de agua. Estas primeras torres se colocaban en los tejados de los edificios o en estructuras independientes y su aspecto y forma eran muy distintos a los que podemos encontrar actualmente (C&V, 2019).

Por mucho tiempo, diseñadores encontraron en el enfriamiento evaporativo y de un paso, un medio efectivo para el rechazo de calor residual a bajo costo. Sin embargo, la escasez de agua y las estrictas regulaciones ambientales forzaron a los diseñadores a considerar el enfriamiento con aire, o sistemas secos de enfriamiento, como así lo definen. Mientras que el desempeño de los sistemas húmedos de enfriamiento depende de la temperatura de bulbo húmedo, el rendimiento de un enfriador con aire está determinado por la temperatura de bulbo seco del aire. (Russell, 2016) Es por esto, que en este trabajo se tomarán en cuenta los aerocondensadores, teniéndolos como opción en caso de no disponer con una fuente de agua.

Daños operativos

El rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo como resultado de la acumulación de depósitos sobre las superficies de transferencia de calor. La capa de depósitos representa una resistencia adicional para esta transferencia y hace que disminuya la razón

de esta en un intercambiador. El efecto neto de estas acumulaciones sobre la transferencia de calor se representa por un factor de incrustación el cual es una medida de la resistencia térmica introducida por la incrustación (Cengel & Ghajar, 2011). Este tipo de daño es más visible en el evaporador si el recurso energético utilizado es salmuera, debido a la precipitación de la sílice que ésta contiene, la cual se genera al disminuir considerablemente la temperatura del recurso geotérmico.

El impacto de la corrosión en un intercambiador de calor se manifiesta en la reducción del espesor de la tubería, lo cual debilita al equipo, en especial si se trabaja a altas presiones pudiendo llegar a reventarse. La incrustación es la acumulación de los minerales en la tubería, lo cual reduce el área transversal del flujo, generando una ineficiencia operativa. Este problema se puede evitar seleccionando correctamente la velocidad de la salmuera, ya que, si la velocidad es alta, se presentarán picaduras en el material, pero si la velocidad es muy baja con el tiempo se tendrán incrustaciones.

Otro factor por considerar es el tiempo de servicio del intercambiador, debido a que, a mayor tiempo de operación, mayor será la posibilidad de tener incrustaciones, esto aunado al poco o nulo mantenimiento. También es importante seleccionar correctamente los materiales que estarán en contacto directo con el fluido, en este caso con el recurso geotérmico, pues cuenta con cantidades considerables de sodio.

Unos de los problemas propios del intercambiador de placas unidas por juntas y empaques, son las fugas que se pueden presentar, esto causado por la mala selección de los empaques, ya que pueden ser incompatibles con el fluido de trabajo, pudiendo degradar el material ocasionando que el refrigerante se escape. Además, se deben contemplar las temperaturas máximas que resisten dichos materiales, para asegurar su buen funcionamiento. Es por esto, que se recomienda usar intercambiadores semisoldados, donde el refrigerante fluirá por la parte soldada y el recurso geotérmico o el agua (en el caso del condensador) se introducirá en la parte sellada por los empaques, de esta manera se podrá realizar de forma más sencilla el mantenimiento y se evitarán las fugas.

Conclusiones

Los intercambiadores de calor son parte fundamental en los ciclos Rankine orgánicos, por lo que el buen funcionamiento depende de la correcta selección de éstos. En primer lugar, se debe considerar el tipo más apropiado para la aplicación, en este caso resultan más convenientes los de tubos y coraza por su fácil limpieza al ser desmontables y los de placas por ser compactos. Así como estos equipos tienen grandes ventajas, también tienen factores que juegan en su contra. Como ejemplo, el intercambiador de tubos es muy grande y para este proyecto es fundamental ocupar el mínimo espacio posible, debido a que en el ciclo irán montados otros componentes. Por otra parte, el intercambiador de placas es difícil de limpiar si está soldado, pero si se usa el de juntas, no resisten las temperaturas y presiones de operación.

Otro tema para tomar en cuenta son los materiales, que deben seleccionarse dependiendo del recurso energético, que en el caso más extremo es salmuera. Esto se debe a la cantidad de elementos que la componen, donde la sílice es la más problemática, ya que si llega a precipitarse puede incrustarse dentro de los equipos, y esto no solo afecta en la limpieza, sino que repercute en el funcionamiento, debido a que reduce el área de transferencia de calor, disminuyendo la eficiencia del equipo, e incluso puede llegar a cubrir por completo las entradas y salidas del intercambiador. Asimismo, es posible la aparición de corrosión en el material, por esta razón se recomienda el uso de acero inoxidable 316, titanio, cuproníquel, Hastelloy o alguna aleación de acero inoxidable y níquel, aunque cualquiera de estos representa un costo extra, siendo el AISI 316 el más barato en el mercado.

En cuanto al sistema de condensado, se tiene a las torres de enfriamiento, que se utiliza para enfriar el agua que entra al intercambiador. Sin embargo, este equipo no puede ser utilizado cuando en la zona no hay agua disponible, por lo que debe ser remplazado con un aerocondensador, aumentando así los usos propios en el ciclo y disminuyendo la potencia neta. Además, se debe considerar la existencia de los equipos del sistema de intercambio de calor, tomando en cuenta los fabricantes y proveedores establecidos en el país donde será la instalación, ya que esto puede reducir los costos y a la vez ayuda a que el proyecto sea sostenible, consumiendo productos nacionales.

Capítulo 3. Dimensionamiento del sistema de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son ampliamente usados en la industria para satisfacer diferentes necesidades, y en el ramo de la geotermia no es la excepción. De hecho, trae consigo grandes retos al momento de diseñar y seleccionar los equipos necesarios para cada aplicación, debido a la química de la salmuera empleada, (estos problemas y sus soluciones se mencionarán más adelante en el capítulo 4). En esta sección se describirá la metodología de cálculo para dimensionar los equipos que conforman el sistema de intercambio de calor y se mostrarán los resultados de los ciclos de 10 y 100 kW.

Metodología de cálculo

Para realizar el diseño de los intercambiadores de calor se debe tomar en cuenta varios parámetros y para cada tipo de intercambiador la metodología es diferente. En este apartado se presentará el desarrollo que se debe llevar a cabo para diseñar evaporadores y condensadores de acuerdo con las condiciones que se requieren para el buen funcionamiento de los ciclos binarios. De igual forma, se mencionarán las ecuaciones que rigen el dimensionamiento de los equipos complementarios como son aerocondensadores y torres de enfriamiento.

Balance de masa y energía

Para desarrollar el dimensionamiento de los equipos es fundamental llevar a cabo el balance de masa y energía, partiendo de la primera ley de la termodinámica y considerando un flujo estacionario debido a los periodos prolongados de operación. De esta manera el flujo másico será el mismo en las entradas y salidas. Paralelamente se puede obtener la potencia que se producirá en la turbina del ciclo binario, así como la que requieren las bombas con el mismo balance.

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{h,int} - T_{h,out})$$

Diferencia de temperaturas media logarítmica

Uno de los cálculos primordiales para determinar el diseño del equipo es la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD, por sus siglas en inglés), mostrado a continuación.

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

Para contraflujo

$$\Delta T_1 = T_{h,int} - T_{c,out}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,int}$$

En el desarrollo de este proyecto se tomará en cuenta el arreglo a contraflujo debido a que es más efectivo comparado con el flujo paralelo. Ya que la transferencia de calor se proporciona por una parte en los sitios más calientes y por la otra en los sitios más fríos. Por esta razón, el cambio en la diferencia de temperatura, con respecto a x en ninguna parte es tan grande como lo es en la entrada de la región del intercambiador de flujo paralelo. (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011) Esto se puede ver claramente en las figuras 28 y 29.

Al tener que dimensionar intercambiadores de calor, es necesario saber los mecanismos de transferencia de calor que existen (conducción, convección y radiación), por lo cual se describirán a continuación con sus respectivas ecuaciones.

Transferencia de calor por conducción

La razón de la transferencia de calor por conducción depende de la configuración geométrica del medio, el material, el espesor y de la diferencia de temperaturas que existe a través de él. Esto se define mediante la ley de Fourier de la conducción del calor, donde dT/dx es el gradiente de temperatura, es decir, la razón de cambio de T con respecto de x , para conducción de calor unidimensional y $\partial T/\partial n$ para conducción tridimensional.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx}$$

$$\dot{Q}_n = -kA \frac{\partial T}{\partial n}$$

Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor por convección depende de las propiedades viscosidad dinámica, conductividad térmica, densidad y calor específico del fluido, así como de su velocidad. También depende de la configuración geométrica y aspereza de la superficie sólida, además del tipo de flujo (laminar o turbulento). Por lo tanto, se espera que las relaciones de la transferencia de calor por convección sean un tanto complejas debido a la dependencia de tantas variables. (Cengel & Ghajar, 2011)

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_{sup} - T_{fluido})$$

Coefficiente de convección

Se determina como la razón de la transferencia de calor entre una superficie y un fluido por unidad de área y por unidad de temperatura, es decir, $W/m^2\text{°C}$. Este coeficiente depende de las variables mencionadas anteriormente por lo que es difícil de determinar, entonces se hace uso de ecuaciones adimensionales para facilitar los cálculos. Entre estas ecuaciones se encuentran los números adimensionales como Reynolds, Prandtl y Nusselt, las cuales se mencionarán más adelante.

Transferencia de calor por radiación

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere de un medio interventor. La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie es expresada por la ley de Stefan-Boltzmann (siguiente ecuación). Donde $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} [W/m^2 K^4]$ es la constante de Stefan-Boltzmann y ε es la emisividad de la superficie, la cual puede ser $0 \leq \varepsilon \leq 1$, siendo 1 cuando el cuerpo es completamente negro (Ibid, p.28).

$$\dot{Q}_{emitida} = \varepsilon \sigma A T^4$$

Coefficiente global de transferencia de calor

Este es uno de los coeficientes más importantes cuando de intercambiadores de calor se refiere, pues con él se determina la transferencia de calor realizada en los equipos.

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_m}}$$

Asimismo, se tiene el coeficiente global de transferencia de calor sucio, donde toma en cuenta factores de ensuciamiento que disminuyen la transferencia de calor debido a la resistencia térmica por incrustaciones.

$$U_F = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_m} + R_h + R_c}$$

Área de transferencia de calor

Otro parámetro importante es el área total, pues es la superficie necesaria para llevar a cabo la transferencia de calor, tomando en cuenta el flujo térmico, el coeficiente global y el LMTD.

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot LMTD}$$

Estos cálculos son válidos para los dos tipos de intercambiadores a analizar en este trabajo, sin embargo, se deben tomar en cuenta otras ecuaciones para determinar el coeficiente de convección y lograr obtener el área total y el coeficiente global de transferencia de calor. Por lo tanto, en las siguientes secciones se describirá el procedimiento para realizarlo tanto en intercambiadores de placas como de tubos.

Número de Reynolds

Describe el régimen de flujo mediante la razón de las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. A su vez, la transición de flujo laminar a turbulento depende de la velocidad del fluido, la configuración geométrica de la superficie, el tipo de fluido y la aspereza superficial.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VL}{\nu} = \frac{\rho VL}{\mu}$$

El flujo laminar se caracteriza por tener líneas suaves de corriente y un movimiento sumamente ordenado, a diferencia del flujo turbulento, en el cual se presentan fluctuaciones en la velocidad y el movimiento es completamente desordenado. El estado entre el flujo laminar y el turbulento se le conoce como transición.

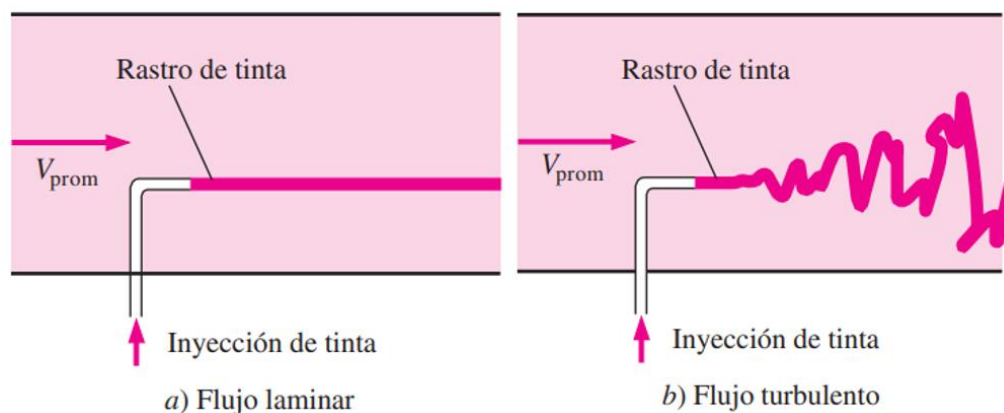


Figura 42. Flujo laminar y turbulento (Ibid, p.385).

El número de Reynolds en el cual el flujo se vuelve turbulento se llama número crítico de Reynolds y es diferente para cada configuración geométrica. Para el flujo sobre una placa plana, el valor aceptado es 5×10^5 . No obstante, el valor del Reynolds crítico puede cambiar dependiendo del nivel de turbulencia en la corriente libre. (Ibid, p. 386) La transición del flujo laminar al turbulento comienza alrededor de $Re \approx 1 \times 10^5$, pero se vuelve completamente turbulento al llegar a 3×10^6 . (Ibid, 422)

Para flujos alrededor de cilindros y esferas, el flujo es laminar cuando $Re \leq 2 \times 10^5$ y turbulento para $Re \geq 2 \times 10^5$ (Ibid, p. 430). Para flujo interno, en un tubo es laminar cuando $Re < 2,000$ y turbulento para $Re > 10,000$. Se considera que la parte transitoria termina en $Re > 4,000$ (Ibid, 468).

Número de Prandtl

Se define como la difusividad molecular de la cantidad de movimiento entre la difusividad molecular del calor. Llamado así en honor a Ludwig Prandtl, quien introdujo el concepto de capa límite en 1904. Los números de Prandtl de los fluidos van desde menos de 0.01 para los metales líquidos, hasta más de 100,000 para los aceites pesados. Para el agua el número es del orden de 10, mientras que para los gases son alrededor de 1. (Ibid, p.384)

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k_{\text{fluido}}}$$

Número de Nusselt

Este número se nombró en honor a Wilhelm Nusselt, ingeniero alemán quien propuso por primera vez los números adimensionales. En esta ecuación se toma en cuenta el coeficiente de convección, la longitud y la conductividad térmica del fluido, dando como resultado una convección más eficiente cuando el Nu es mayor. Por lo tanto, al tener una conductividad térmica elevada, la transferencia de calor se da en su mayoría por conducción, en tanto que, si se tiene un coeficiente de convección alto o una longitud grande, la transferencia de calor se llevará a cabo por convección.

$$Nu = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}} = \frac{hL}{k_{\text{fluido}}}$$

Debido a que el coeficiente de convección es difícil de determinar, es necesario hacer uso de correlaciones, las cuales parten de números adimensionales como el Reynolds y el Prandtl, creando nuevas ecuaciones para poder obtener el Nusselt y despejar de la ecuación anterior el coeficiente buscado. Cabe destacar que, para cada tipo de intercambiador y tipo de flujo, la correlación es diferente.

Intercambiadores de calor de placas

Como se mencionó anteriormente, los intercambiadores de calor de placas están conformados por una serie de placas metálicas delgadas y corrugadas que forman un conjunto de canales por donde circulan los fluidos sin ser mezclados. Según (Shan & Focke, 1988), citado por (Zacarías, 2009), existen 6 tipos de patrones para las placas: tabla de lavar, zigzag, Chevron o espina de pescado, salientes y depresiones, tabla de lavar con corrugaciones secundarias y tabla de lavar oblicua. El patrón más utilizado en la industria es el tipo Chevron, debido a su configuración y a la variedad de ángulos con los que se puede formar.

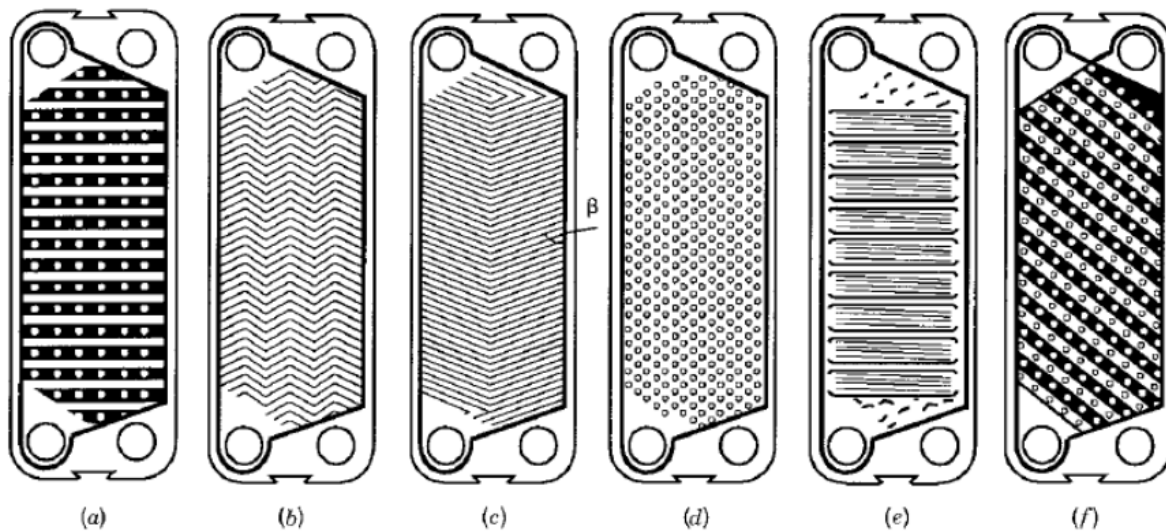


Figura 43. Patrones de placas: (a) tabla de lavar, (b) zigzag, (c) Chevron o espina de pescado, (d) salientes y depresiones, (e) tabla de lavar con corrugaciones secundarias y (f) tabla de lavar oblicua.

Placa Chevron

La geometría de la placa depende del diseño de cada fabricante, así como la aplicación a la cual será empleada, por lo tanto, es imperativo conocer las dimensiones de las placas que se propondrán, para poder realizar los cálculos posteriores. El primer factor que se debe considerar es el ángulo de inclinación β ; éste se encuentra en un rango de 0° a 90° e influye en la transferencia de calor y en la caída de presión, debido al comportamiento del flujo dentro del equipo. En la figura 44 se muestran los parámetros necesarios para dimensionar el intercambiador de calor.

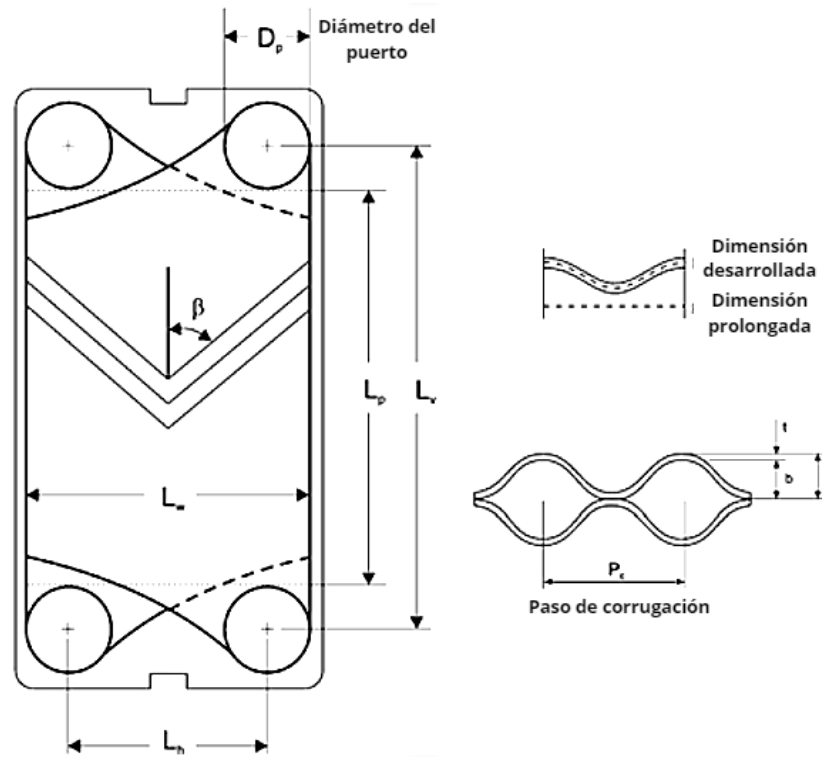


Figura 44. Geometría de la placa Chevron (Khan, Khan, Chyu, & Ayub, 2010).

El comportamiento de los flujos para distintos valores de β son los siguientes (Juárez & Mendoza, 2015):

- $\beta = 0^\circ$: Flujo en canales bidimensional para el que las medidas de transferencia se pueden estimar a partir de datos de caída de presión utilizando analogías de transferencia convencionales.
- $30^\circ < \beta < 60^\circ$: Conjuntos de corrientes entrecruzadas que fluyen a lo largo de los surcos hacia ambos lados del pasaje de flujo, induciendo movimientos arremolinados secundarios; éstos determinan el proceso de mejora de la transferencia de calor.
- $\beta = 45^\circ$: Indica que las medidas de transferencia son casi uniformes en todo el ancho de la placa.
- $\beta = 80^\circ$: El flujo consiste en patrones paralelos en zigzag, las caídas de presión y transferencia de calor están cerca de su máximo, pero sólo ligeramente superior a $\beta = 72^\circ$.
- $\beta = 90^\circ$: Regiones de flujo separadas causando transferencias de calor y caída de presión considerablemente bajos y de aproximadamente la misma magnitud que para $\beta = 60^\circ$.

En la literatura nos encontramos con diversas correlaciones con las que se puede calcular el número Nusselt y de esta manera predecir el coeficiente de transferencia de calor. La mayoría de estas ecuaciones son generales y no abarcan todos los posibles escenarios, sobre todo hablando en términos del fluido, pues gran parte de éstas solo son útiles para agua o fluidos cuyas propiedades son bastante conocidas. Además, no son aplicables a cambios de fase. Sin embargo, siguen siendo muy utilizadas en la actualidad debido a la falta de correlaciones adecuadas para cada caso, o en su defecto si se cuenta con la ecuación adecuada para el tipo de proceso, se requieren datos experimentales para poder hacer uso de ellas. Por esta razón es aceptable el uso de estas ecuaciones, siempre y cuando se cumpla con los rangos de operación descritos por los autores.

Entre las correlaciones que se pueden utilizar para el desarrollo de los cálculos, se encuentran las siguientes:

- Kumar
- Wanniarachchi
- Thonon
- Murley y Manglik
- Maslov y Kovalenko
- Focke

Cada correlación trabaja con un rango de número de Reynolds diferente, así como con ángulos de Chevron distintos. Para el desarrollo de este proyecto se seleccionaron la de Maslov y Kovalenko para los evaporadores y la de Focke para los condensadores.

Maslov y Kovalenko (Juárez & Mendoza, 2015)

Esta ecuación es aplicable para ángulos de 30° y $50 \leq Re \leq 20000$

$$Nu = 0.78 Re^{0.5} Pr^{1/3}$$

Focke

Esta ecuación es aplicable para diferentes ángulos y números de Reynolds

Tabla 6. Correlación Focke de transferencia de calor.

Ángulo	Reynolds	Correlación
30	600-16000	$Nu = 1.112 Re^{0.6} Pr^{0.5}$
45	2000-20000	$Nu = 0.84 Re^{0.6} Pr^{0.5}$
60	1000-42000	$Nu = 0.44 Re^{0.64} Pr^{0.5}$

Correlaciones para factor de fricción

Para determinar las caídas de presión en los intercambiadores de calor, se debe tener en cuenta el factor de fricción y para esto es necesario nuevamente el uso de correlaciones. En este caso, se tomarán en cuenta a los autores anteriores para tener resultados consistentes.

Maslov y Kovalenko

$$f = 915 \text{Re}^{-0.25} (D_h / L_p)$$

Focke

Tabla 7. Correlación Focke de caída de presión.

Ángulo	Reynolds	Correlación
30	600-16000	$f = 6.7/\text{Re}^{0.209}$
45	1800-30000	$f = 1.46/\text{Re}^{0.177}$
60	3000-50000	$f = 0.8975/\text{Re}^{0.263}$

Entre las ecuaciones que se deben efectuar, se encuentran las desarrolladas por (Juárez & Mendoza, 2015) y por (Mota, Carvalho, & Ravagnani, 2015), las cuales se muestran a continuación.

Para determinar el número efectivo de las placas, se debe considerar que la primera y última placa no figuran en la transferencia de calor, debido a la posición en la que se encuentran. Para realizar este cálculo se debe suponer un número de placas, el cual se iterará posteriormente.

$$N_E = N_{pl} - 2$$

El factor de alargamiento de la superficie es un término importante en donde se toma en cuenta el paso de corrugación de la placa, para posteriormente calcular el diámetro hidráulico del canal.

$$\phi \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + x^2} + 4\sqrt{1 + \frac{x^2}{2}} \right) \quad x = \frac{2\pi b}{Pc}$$

En el número de canales por paso se debe considerar la cantidad de pasos que se requieren o se sugieren en el intercambiador, así como un número de placas.

$$N_{cp} = \frac{N_p - 1}{2N_{pl}}$$

Es importante calcular el área del canal por donde pasará el flujo, la cual es tan pequeña como la profundidad de corrugación de la placa. Por esta razón, el acomodo entre una placa y otra es alternado, dando una configuración parecida a un panal de abejas.

$$A_{ch} = bL_w$$

Como se mencionó anteriormente, el diámetro hidráulico se establece con el factor de alargamiento de la superficie, así como con la profundidad de corrugación. Aunque existen otros métodos para conocer el diámetro, la siguiente ecuación es la más utilizada y válida para el cálculo.

$$D_H = \frac{2b}{\phi}$$

En cuanto a las áreas que se deben determinar, se encuentran la proyectada por la placa, la de transferencia de calor de una sola placa y el área total efectiva.

$$A_{ip} = L_p L_w$$

$$A_r = A_{ip} \phi$$

$$A_E = A_r N_e$$

El gasto y la velocidad másica del canal se calculan de la misma manera, a excepción de que, para el segundo, se debe tener en cuenta el área del canal.

$$\dot{m}_{ch} = \frac{\dot{m}}{N_{cp}}$$

$$G_{ch} = \frac{\dot{m}}{N_{cp} A_{ch}}$$

El coeficiente de convección se calcula con el Nu que se obtuvo de las correlaciones descritas anteriormente y con la conductividad térmica del material de la placa.

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_h}$$

Una vez obtenidos los cálculos anteriores, se procede a determinar el área total de transferencia de calor, en donde la U se calcula con la ecuación mostrada en la sección de coeficiente global de transferencia de calor, es decir:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_m}} \qquad A_t = \frac{Q}{U \cdot LMTD}$$

Con estos datos se puede obtener el número de placas que se requieren en el intercambiador, tomando en cuenta las áreas calculadas.

$$N_{pl_2} = \frac{A_t}{A_p}$$

Para obtener la caída de presión total mostrada en la siguiente ecuación, se debe considerar la suma de las pérdidas de presión dentro del intercambiador, en los puertos de entrada y salida, así como los causados por el cambio de elevación.

$$\Delta P = 2f \frac{LN_p G_{ch}^2}{D_H \rho} + 1.4N_p \frac{G_p^2}{2\rho} + \rho gL$$

Donde la velocidad másica y el diámetro del puerto (figura 44) que afectan las entradas y salidas, se calculan de la siguiente manera:

$$G_p = \frac{4\dot{m}}{\pi D_p^2} \qquad D_p = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{1.5\pi\rho}}$$

Es importante obtener la eficiencia del equipo en cuestión para posteriormente compararla con los otros tipos de intercambiadores, por lo que se calculará teniendo en cuenta el gasto másico y el calor específico de los fluidos.

$$C_{\min/\max} = \dot{m}C_p \qquad C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \qquad NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$$

$$\eta = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$$

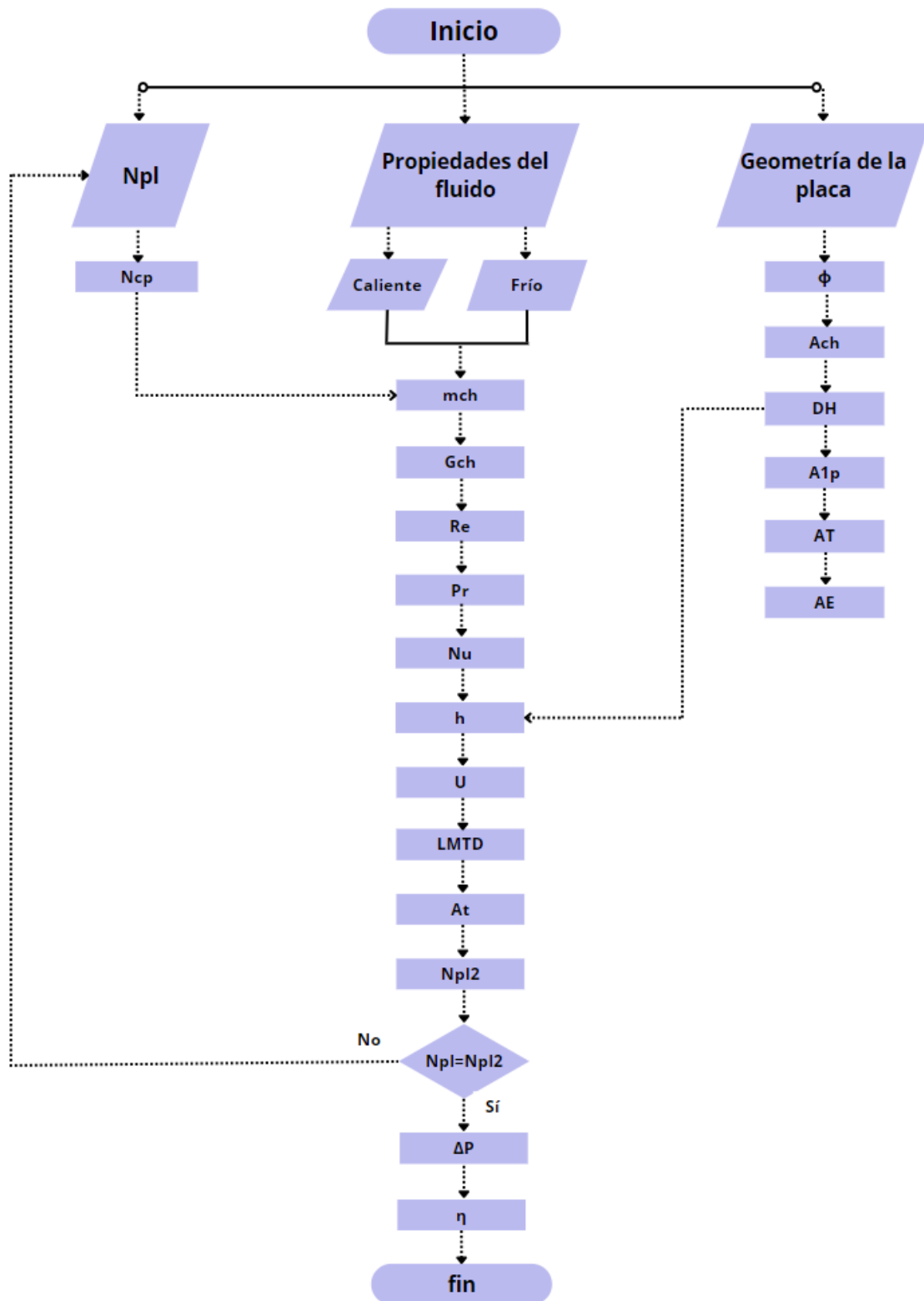


Figura 45. Diagrama de flujo de la metodología de cálculo de los intercambiadores de calor de placas.

Intercambiadores de calor de tubo y coraza

Este tipo de intercambiadores de calor son sumamente conocidos en la industria debido al amplio catálogo de fluidos que pueden ingresar, por lo que lo que pueden ser usados en un gran número de aplicaciones. Sin embargo, el principal inconveniente es el espacio que requieren, pues se necesita de un área de transferencia mayor a los intercambiadores de placas. Estos equipos cuentan con diferentes configuraciones según la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), que vas desde cabezales desmontables para su fácil limpieza, hasta cabezales flotantes.

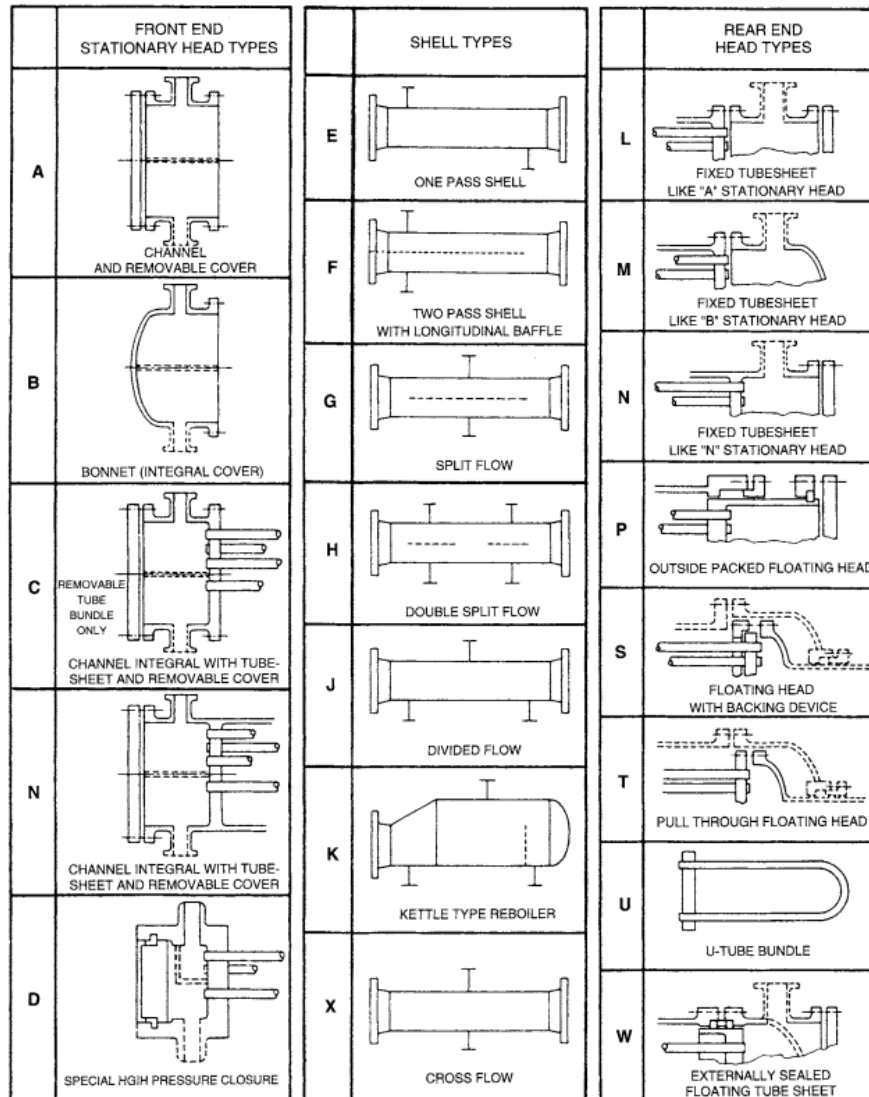


Figura 46. Tipos de intercambiadores de calor de tubo y coraza según TEMA (Serth, 2007).

Entre las consideraciones que se deben de tomar al inicio de estos cálculos está la disposición de los tubos dentro de la coraza (figura 47) y el tipo de intercambiador que se requiere (figura 46). Asimismo, se debe proponer el diámetro de los tubos y el valor de BWG (Birmingham Wire Gauge), norma empleada para denotar el espesor de un tubo, es decir, se debe tomar en cuenta el diámetro exterior e interior, los cuales se pueden encontrar en el anexo A3.

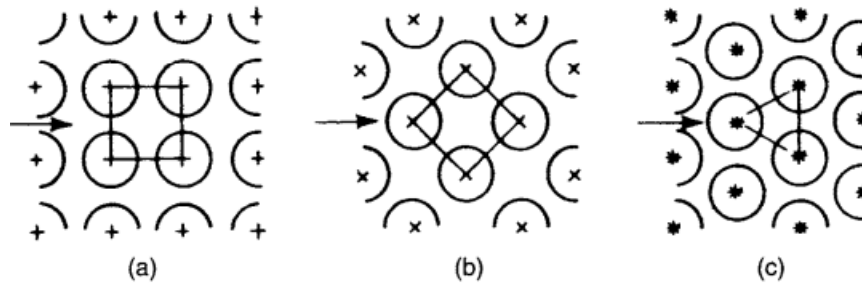


Figura 47. Disposición de tubos dentro de la coraza. (a) Cuadrado; (b) Cuadrado rotado; (c) Triangular (Serth, 2007).

Las ecuaciones que deben resolverse son las siguientes, según (Serth, 2007). Cabe mencionar que los datos deben ingresarse en sistema inglés y la metodología aplica para números de $Re > 10\,000$. El espacio del deflector se determina como 0.3 veces el diámetro de la coraza, por lo que tenemos la siguiente relación:

$$\frac{B}{d_s} = 0.3$$

El área de transferencia de calor se calcula de la misma manera que en los intercambiadores de placas, pero en este caso se debe considerar el factor de corrección del LMTD, que se calculará con CheCalc, la cual es una herramienta libre, con la que se puede determinar el factor de corrección de diferentes configuraciones de intercambiadores de calor de tubos y coraza (siguiendo la norma TEMA), donde los únicos datos de entrada solicitados son las temperaturas. Además, esta herramienta proporciona una gráfica de F vs $P1$, donde $P1$ es la relación de la diferencia de temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos.

$$A = \frac{Q}{UF(LMTD)}$$

La cantidad de tubos que se deben colocar dentro de la coraza, se obtienen de la siguiente forma:

$$n_t = \frac{A}{\pi D_o L}$$

El número de pasos que se tendrá dentro de la carcasa se pueden calcular con el diámetro de los tubos, la cantidad de los mismos, el flujo másico y la viscosidad del fluido.

$$n_p = \frac{10^4 \pi D_i \mu n_t}{4 \dot{m}}$$

El 10^4 en la ecuación anterior representa el número de Reynolds, el cual corresponde a un fluido turbulento (régimen buscado para mejorar la transferencia de calor). Por lo tanto, para determinar la velocidad a la que irá el fluido dentro de los tubos, este factor se toma en cuenta directamente en el número de pasos. Además, se deben considerar las dimensiones del tubo, así como las propiedades del fluido, ya que de ésta depende la normativa que se tendrá que cumplir para asegurar el traslado del mismo, evitando así cavitaciones o golpes de ariete.

$$V = \frac{\dot{m} (n_p / n_t)}{\rho \pi D_i^2 / 4}$$

En cuanto al coeficiente global de transferencia de calor requerido, se necesita el diámetro exterior de la tubería, así como el número de tubos y el largo de estos, para que el sistema opere en óptimas condiciones.

$$U_{req} = \frac{Q}{n_t \pi D_o L F (LMTD)}$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para el fluido que irá dentro de los tubos, se requiere conocer el número de Reynolds y el de Prandtl, para poder utilizar la correlación de Dittus y Boetter.

$$Re = \frac{4 \dot{m} (n_p / n_t)}{\pi D_i \mu}$$

$$h_i = (k_{fluido} / D_i) 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$$

El número de Reynolds del fluido que pasará por la coraza se determina con la velocidad másica del fluido, así como con el área de flujo a través del haz de tubos.

$$a_s = \frac{d_s C' B}{144 P_T} \qquad G = \frac{\dot{m}}{a_s} \qquad \text{Re} = \frac{d_e G}{\mu}$$

Para el caso del coeficiente convectivo de transferencia de calor, se debe calcular el factor J_H , el cual está en función del número de Reynolds, el diámetro y el espacio de los deflectores en la coraza.

$$j_H = 0.5(1 + B/d_s)(0.08 \text{Re}^{0.6821} + 0.7 \text{Re}^{0.1772}) \qquad h_o = j_H (k/d_e) \text{Pr}^{1/3}$$

El coeficiente de transferencia de calor limpio se calcula de la siguiente manera:

$$U_C = \left[\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k_{tubo}} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1}$$

Una vez determinado el U_C , se debe contemplar el factor de ensuciamiento, tomando en cuenta los datos del anexo A8. Por ejemplo, el caso crítico de operación es cuando se utiliza salmuera como fuente energética, lo que ocasiona graves problemas de incrustaciones y corrosión dentro de los equipos. En este caso en el anexo mencionado se tiene un valor de 0.003 hft²°F/Btu o 5.28x10⁻⁴ m²K/W para la salmuera, mientras que para el agua el valor es de 0.0005 hft²°F/Btu, lo que representa una diferencia importante en cuanto a la cantidad de ensuciamiento que puede encontrarse en el intercambiador. Es necesario señalar que el valor de R depende de la cantidad de elementos presentes en la salmuera, tema que se explicará en el siguiente capítulo.

$$R_D = \frac{R_{D_i} D_o}{D_i} + R_{D_o}$$

Con los datos anteriores se puede obtener el coeficiente de transferencia de calor sucio.

$$U_D = \left[\frac{1}{U_C} + R_D \right]^{-1}$$

Así como en el caso de los intercambiadores de placas, se debe calcular el factor de fricción dentro del equipo, por lo que para los tubos se tiene:

$$f = 0.4137 \text{Re}^{-0.2585}$$

Otro método para determinar este factor es el diagrama de Moody, donde se presenta el factor de fricción de Darcy para el flujo en tubos como función del número de Reynolds y de ϵ/D para tubos, donde en este caso ϵ es la rugosidad del tubo, entonces para tubos lisos $\epsilon/D=0$. Por lo tanto, a mayores rugosidades, mayor factor de fricción. Asimismo, se tiene que conocer el régimen del fluido, debido a que la gráfica es para turbulencia completa, sin embargo, se tiene la relación de $f = 64\text{Re}$ para fluido laminar.

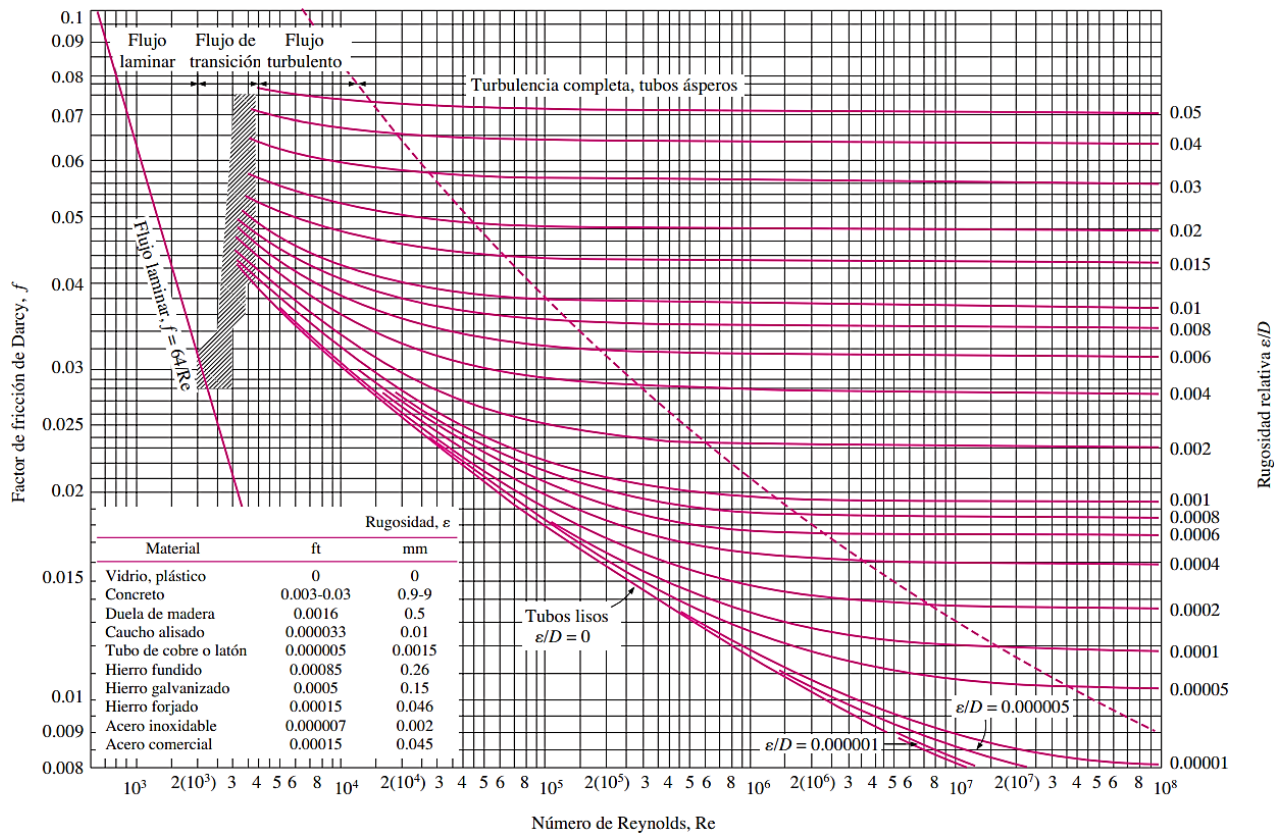


Figura 48. Diagrama de Moody (Cengel & Ghajar, 2011).

Por lo tanto, la caída de presión debido a la fricción se determina con:

$$G = \frac{\dot{m}(n_p/n_t)}{\pi D_i^2/4} \qquad \Delta P_f = \frac{f n_p L G^2}{7.5 * 10^{12} D_i s \phi}$$

También se debe contemplar que, en las salidas, entradas y en los retornos se tienen caídas de presión, entonces:

$$\Delta P_r = 1.334 \times 10^{-13} (2n_p - 1.5) G^2 / s$$

Teniendo esas ecuaciones solo resta sumar los resultados para obtener la caída de presión total en los tubos.

$$\Delta P_i = \Delta P_f + \Delta P_r + \Delta P_n$$

En el caso del factor de fricción dentro de la coraza se tienen las siguientes ecuaciones:

$$f_1 = (0.0076 + 0.000166 d_s) \text{Re}^{-0.125} \qquad f_2 = (0.0016 + 5.8 \times 10^{-5} d_s) \text{Re}^{-0.157}$$

$$f = 144 [f_1 - 1.25(1 - B/d_s)(f_1 - f_2)]$$

Entonces la caída de presión dentro de la coraza se determina

$$n_b + 1 = L/B \qquad \Delta P_f = \frac{f G^2 d_s (n_b + 1)}{7.5 \times 10^{12} d_e s}$$

Asimismo, se debe considerar la caída de presión en la boquilla (entrada y salida del fluido, también llamada tobera) donde el Reynolds se obtiene con el diámetro de la misma y se puede estimar de acuerdo al anexo A7. Estas entradas se muestran en el diagrama del intercambiador de calor de tubos y coraza (anexo A2).

$$\text{Re}_n = \frac{4\dot{m}}{\pi D_n \mu}$$

Así, la caída de presión se calcula

$$G_n = \frac{\dot{m}}{\pi D_n^2 / 4} \qquad \Delta P_n = 2 \times 10^{-13} N_s G_n^2 / s$$

Y al sumar todas las caídas de presión se obtiene:

$$\Delta P_o = \Delta P_f + \Delta P_n$$

Una vez descritas las ecuaciones anteriores, se puede calcular el área de transferencia de calor requerida, contemplando la U_D , es decir, el coeficiente global de transferencia de calor sucio.

$$A_{req} = \frac{Q}{U_D F (LMTD)}$$

Con el área anterior, se vuelve a realizar el cálculo de los tubos requeridos en el equipo.

$$n_{treq} = \frac{A_{req}}{\pi D_o L}$$

Se puede determinar la longitud de los tubos de la siguiente manera:

$$L = \frac{Q}{U_D n_t \pi D_o F (LMTD)}$$

Así como en el equipo anterior, se debe calcular la eficiencia para poder compararlos posteriormente.

$$Eficiencia \eta = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \frac{1 + \exp \left[-NTU (1 + C_r^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-NTU (1 + C_r^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1}$$

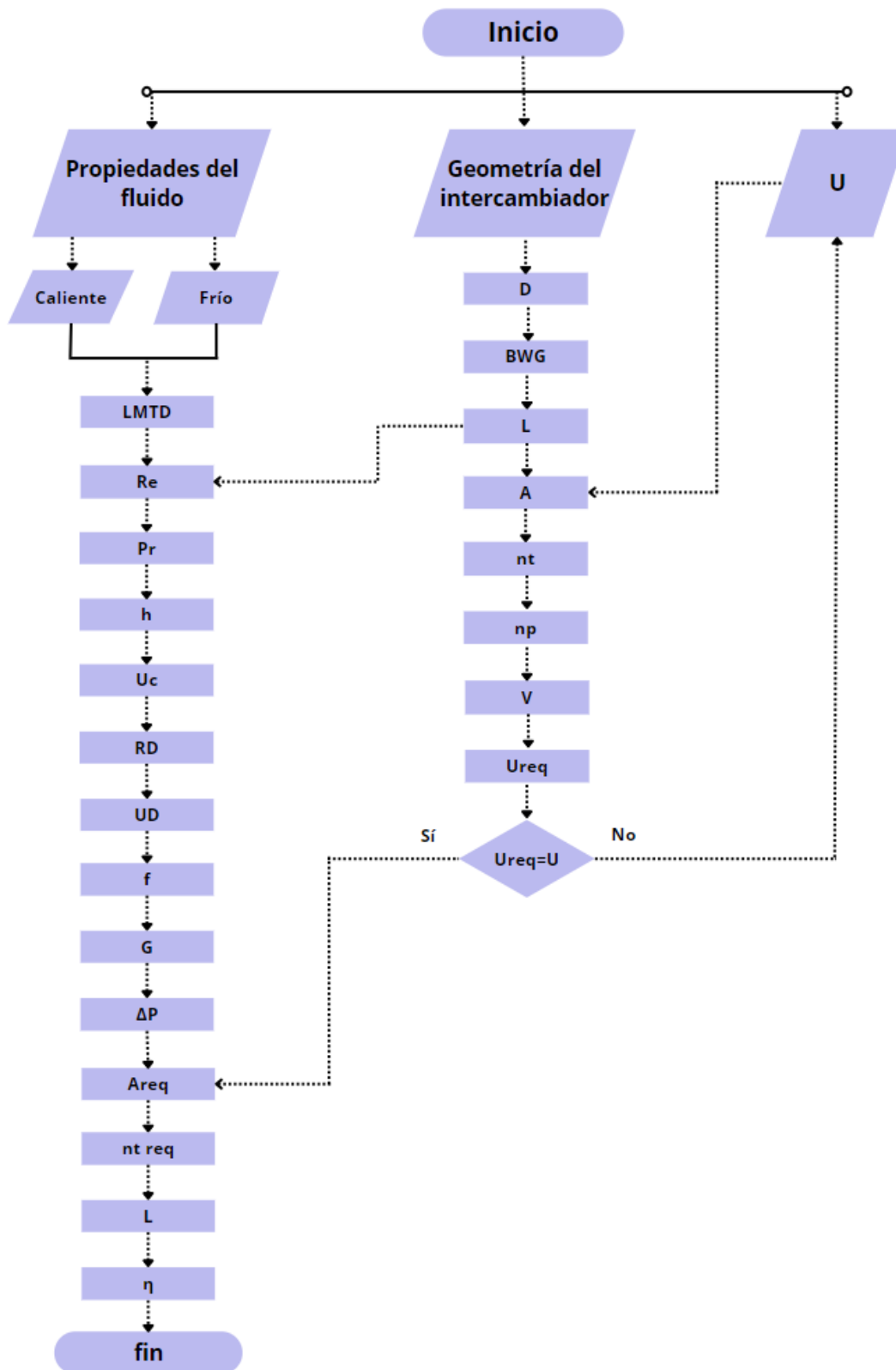


Figura 49. Diagrama de flujo de la metodología de cálculo de los intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Aerocondensadores

Este equipo puede utilizarse como sustituto de los condensadores, ya sean de placas o de tubos. Su principal desventaja es el tamaño que ocupan, ya que para enfriar el refrigerante requieren ventiladores para hacer circular el aire. Sin embargo, son muy útiles en los casos en los que no se cuenta con una fuente de agua cercana.

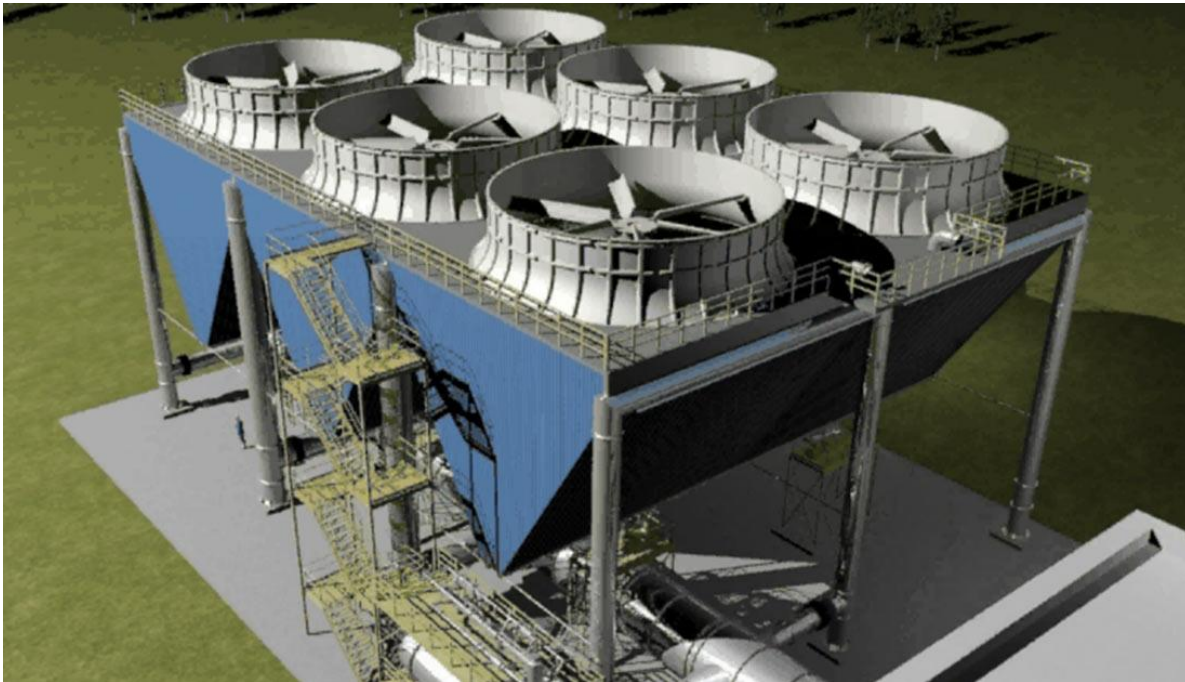


Figura 50. Aerocondensador con ventiladores superiores (*Esindus, 2022*).

Para realizar el dimensionamiento de los aerocondensadores se debe tomar en cuenta el lugar en donde será instalado, pues se necesita conocer la altura sobre el nivel del mar ASNM, la temperatura y la velocidad promedio. En este caso se tomarán en cuenta los datos del Domo San Pedro, Nayarit, donde se tiene una altitud de 1300 m y valores promedio mostrados en las siguientes figuras.

El primer paso para llevar a cabo los cálculos es determinar la potencia térmica que se debe disipar. Para esto partimos de la ecuación:

$$Q = \dot{m}_{ref} \Delta H_{cond}$$

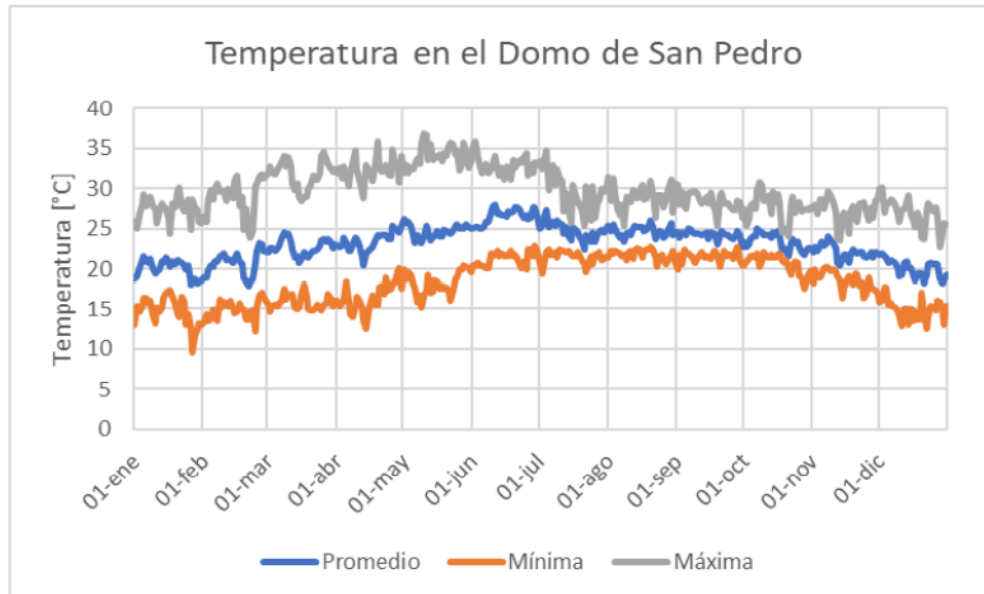


Figura 51. Temperaturas promedio en Domo San Pedro, Nayarit (García M. , 2021).

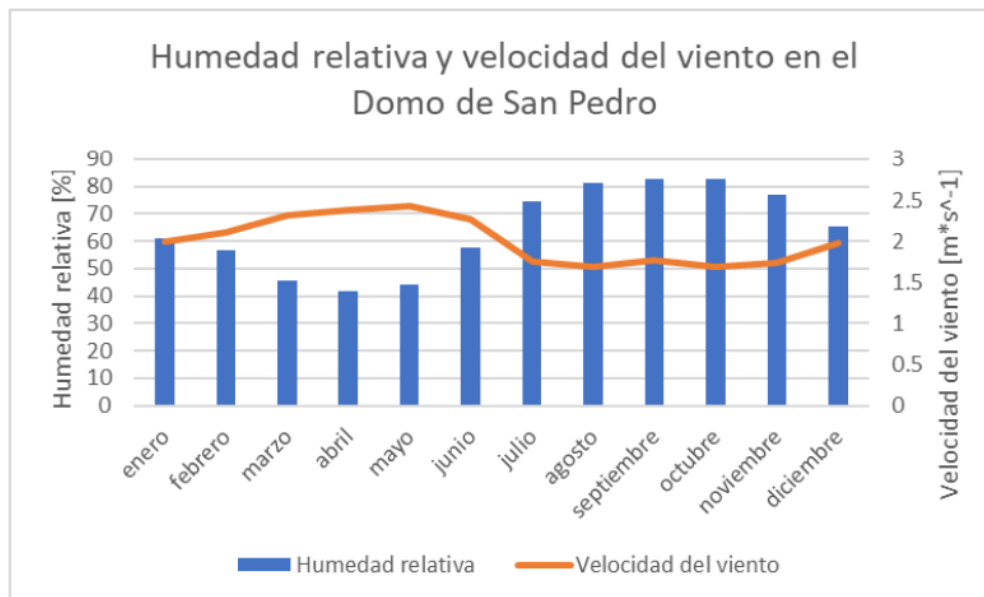


Figura 52. Humedad relativa y velocidad del viento en Domo San Pedro, Nayarit (Ibid, p.55).

Donde la diferencia de entalpías se calcula obteniendo la entropía y la entalpía a la entra de la turbina (punto 1 en el diagrama temperatura-entropía mostrado a continuación), así como la eficiencia de la misma para determinar la entalpía de salida ideal y real ($H_{cond,int}$) [2S y 2R]. Posteriormente se calcula la entalpía $H_{cond,out}$ con la presión y la calidad del refrigerante.

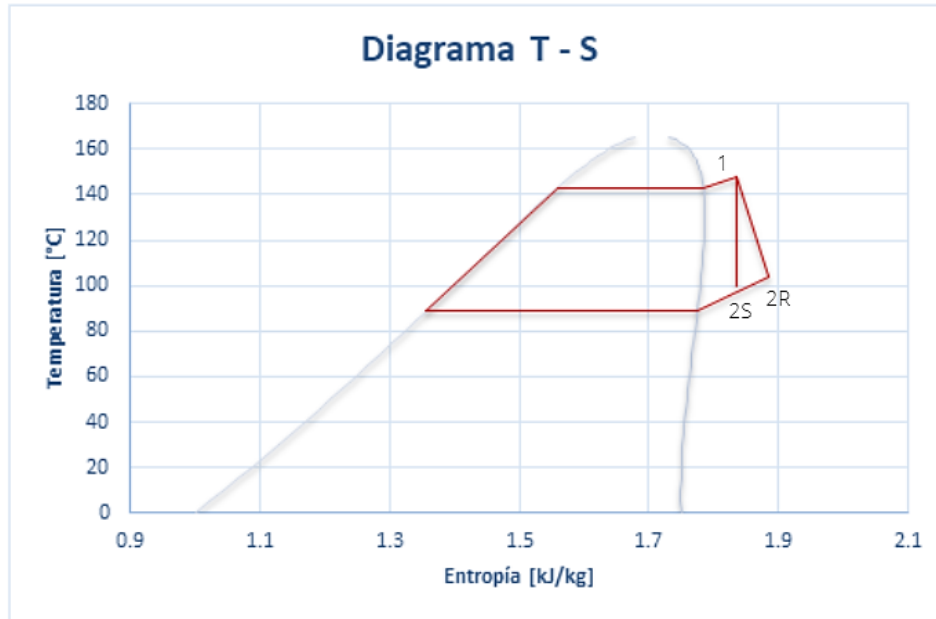


Figura 53. Diagrama T-s del refrigerante R1233zd.

Debido a que no se conoce la temperatura del aire a la salida, se debe estimar conforme a la metodología de (Fernández, 2012), la cual es un promedio de temperaturas, en las que se considera la entrada de aire y la salida del refrigerante. Es importante señalar que la temperatura del aire se corregirá posteriormente al tener el valor del gasto másico de aire necesario.

$$T_{a,out} = \frac{T_{a,int} + T_{ref,out}}{2}$$

En el aerocondensador el tipo de flujo es cruzado, por lo que se el LMTD se calcula

$$LMTD = \frac{T_{a,out} - T_{a,int}}{\ln \left(\frac{T_{ref,out} - T_{a,int}}{T_{ref,out} - T_{a,out}} \right)}$$

Para el área externa de transferencia de calor se debe suponer un coeficiente global de transferencia de calor, que puede ser tomado de la tabla 46 (anexo A9).

$$A_o = \frac{Q}{U \cdot LMTD}$$

Tabla 8. Dimensiones de tubos aletados (*Thermofin, 2022*).

Diámetro de los tubos	Diámetro de las aletas	Espaciado de aletas (aletas por pulgada)
<input checked="" type="checkbox"/> 3/8" (9.52 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 1.1" (28 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 4 fpi (157 fin/m)
<input checked="" type="checkbox"/> 5/8" (15.9 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 1 3/8" (35 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 5 fpi (197 fin/m)
<input checked="" type="checkbox"/> 3/4" (19 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 1 1/2" (38.1 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 7 fpi (276 fin/m)
<input checked="" type="checkbox"/> 7/8" (22.2 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 1 3/4" (44.5 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 8 fpi (315 fin/m)
<input checked="" type="checkbox"/> 1" (25.4 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 1 7/8" (47.6 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 9 fpi (354 fin/m)
<input checked="" type="checkbox"/> 1.05" (26.7 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 2" (50.8 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 10 fpi (393 fin/m)
<input checked="" type="checkbox"/> 1.315" (33.4 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 2 1/4" (57.2 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 11 fpi (433 fin/m)
<input checked="" type="checkbox"/> 1.315" (33.4 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 2.315" (58.8 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 14 fpi (551 fin/m)
<input checked="" type="checkbox"/> 1 1/2" (38.1 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 2 1/2" (63.5 mm)	<input checked="" type="checkbox"/> 16 fpi (630 fin/m)

Para continuar se deben proponer las dimensiones de los tubos y esto se puede hacer tomando como referencia algún catálogo de proveedor (como ejemplo se tiene a la tabla anterior). Los datos necesarios son: D_o , h_f , N_f (Número de aletas por unidad de longitud), L , S_t , t_t , t_f . Entonces las ecuaciones a resolver son las siguientes:

Número de aletas totales por tubo $N_{ft} = N_f L$

Área interior de un tubo $A_{it} = \pi D_i L$

Área de una aleta $A_{if} = \pi \left(D_o + 2h_f \right) t_f + 2\pi \left[\left(h_f + \frac{D_o}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_o}{2} \right)^2 \right]$

Área exterior de un tubo $A_{ot} = \pi D_o \left(L - t_f N_{ft} \right) + A_{if} N_{ft}$

Número de tubos $N_t = \frac{A_o}{A_{ot}}$

El número de Re dentro de los tubos se calcula tomando en cuenta el área de la sección transversal de paso del fluido

$$\text{Re} = \frac{\dot{m}D_i}{\mu S_T} \qquad S_T = N_t \frac{\pi D_i^2}{4}$$

El coeficiente de convección interna se calcula con la siguiente correlación, la cual aplica para $\text{Re} < 1500$ (Fernández, 2012).

$$h_i = 1,47 \frac{k \text{Re}^{-1/3}}{d_e} \qquad d_e = \left(\frac{\mu^2}{\rho_v \rho_l g} \right)^{1/3}$$

El número de Re se calcula como

$$\text{Re} = \frac{\rho V_{\text{máx}} D_o}{\mu} \qquad V_{\text{máx}} = \frac{L_t}{L_t - D_o} V$$

Donde L_t es la distancia vertical entre tubos (figura 54) y se calcula de acuerdo con

$$L_t = D_o + 2h_f + S_f \qquad L_t = L_t \cos(\pi/6)$$

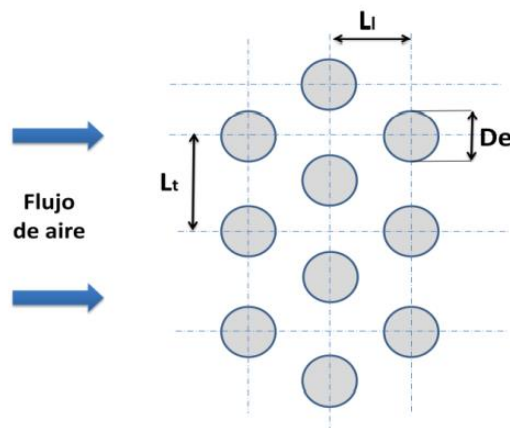


Figura 54. Configuración de los haces de tubos (Fernández, 2012).

En cuanto a la disposición de los tubos dentro del aerocondensador existen dos opciones, alineados o escalonados. Donde el arreglo escalonado es el más utilizado por los fabricantes debido a que con él se logra una mejor de transferencia de calor, además esto se comprueba en el artículo realizado por (Camaraza, Amoroz, Cruz, & García, 2019).

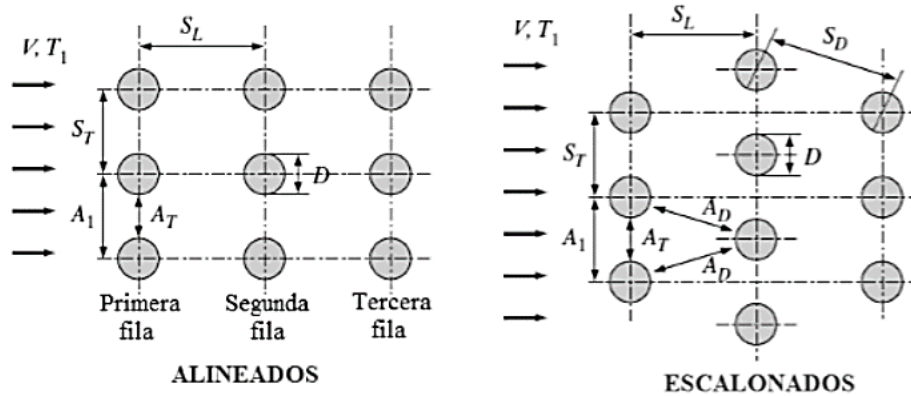


Figura 55. Disposición de tubos en aerocondensadores (Camaraza, Amoroz, Cruz, & García, 2019).

Una vez elegido el tipo de arreglo, se debe seleccionar el tipo de tubos aletados, entre los que se encuentran; L, LL, KL, extruido y embebido. Estos se pueden elegir de acuerdo con la temperatura a la que trabajarán.

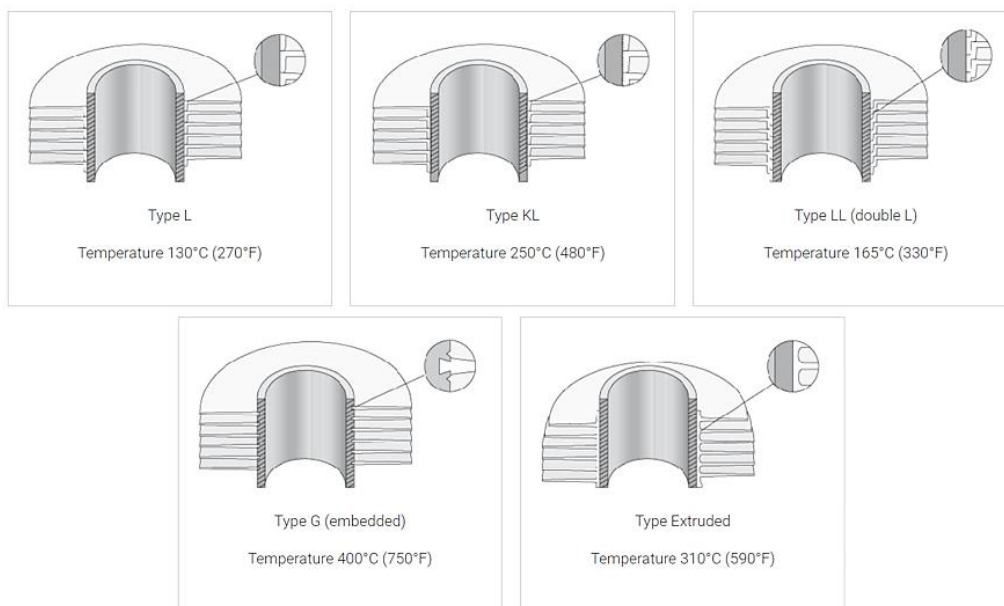


Figura 56. Tipos de tubos aletados (AircoFin, 2022).

Con los datos anteriores y con la correlación de Grimison se puede calcular el coeficiente de convección externa

$$Nu = 1.13C Re^m Pr^{1/3}$$

Se debe obtener el valor de las siguientes relaciones para determinar C y m, los cuales son valores adimensionales que permiten calcular el número de Nusselt mediante la tabla 5.

$$L_t/D_o$$

$$L_t/D_o$$

Ahora bien, la correlación de Grimison toma en cuenta un haz de tubos de 10 filas, pero se recomienda que se tengan entre 3 y 6 filas (*Fernández, 2012*), por lo que se debe agregar un factor de corrección dependiendo de la configuración (tabla 9).

$$Nu_{co} = C_2 Nu$$

Tabla 9. Valores de C y m para una configuración alineada o escalonada (*Fernández, 2012*).

	L _t /D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
L _t /D	C ₁	m	C ₁	m	C ₁	m	C ₁	m
Alineado								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.0	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.0	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Escalonado								
0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

Tabla 10. Factor de corrección C2 para Nu (Ibid, p.44).

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alineado	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Escalonado	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.98	0.98	0.99

Finalmente se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor externo

$$h_o = \frac{Nu_{co} k}{D_o}$$

Asimismo, se debe considerar la eficiencia de las aletas mediante la siguiente figura, tomando como datos los valores obtenidos de:

$$\frac{r_{2c}}{r_1} = \frac{D_o + 2h_f}{D_o}$$

$$L_c^{3/2} (h / kA_p)^{1/2} = h_f (2h_o / k_i t_f)^{1/2}$$

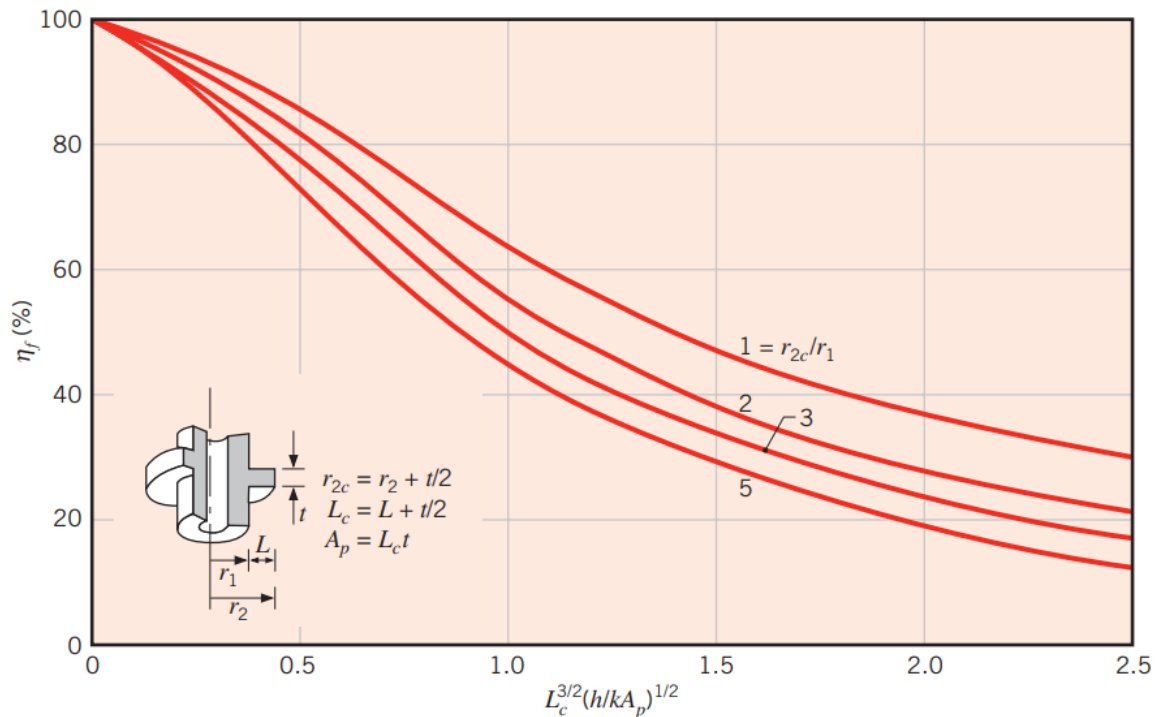


Figura 57. Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011).

La eficiencia de las aletas ayudará a determinar el rendimiento de toda la superficie aletada, la cual será mayor al aumentar el número de tubos, obteniendo así un área de transferencia de calor más grande.

$$\eta_w = 1 - \frac{(1 - n_f) N_{ft} A_f}{A_{ot} N_t}$$

Teniendo en cuenta lo anterior, se calcula el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U = \left[\frac{1}{\eta_w h_o} + \frac{A_{ot} \ln(D_o/D_i)}{2\pi L k_t} + \frac{R_{D_o}}{\eta_w} + \left(\frac{1}{h_i} + R_{D_i} \right) \frac{A_{ot}}{A_i} \right]^{-1}$$

Una vez obtenidos todos los resultados se deben realizar iteraciones para llegar al valor correcto, esto se debe hacer con la ayuda de las siguientes ecuaciones:

$$A_{lat} = \frac{N_t}{6} (2h_f + D_o) L \qquad \dot{m}_a = \rho A_{lat} V$$

Donde A_{lat} es el área superior del aerocondensador, conocida con él área de tejado. De esta manera se puede saber la temperatura de salida del aire real para proceder con las iteraciones.

$$T_{a,out} = \frac{Q}{\dot{m}_a C p_a} + T_{a,int}$$

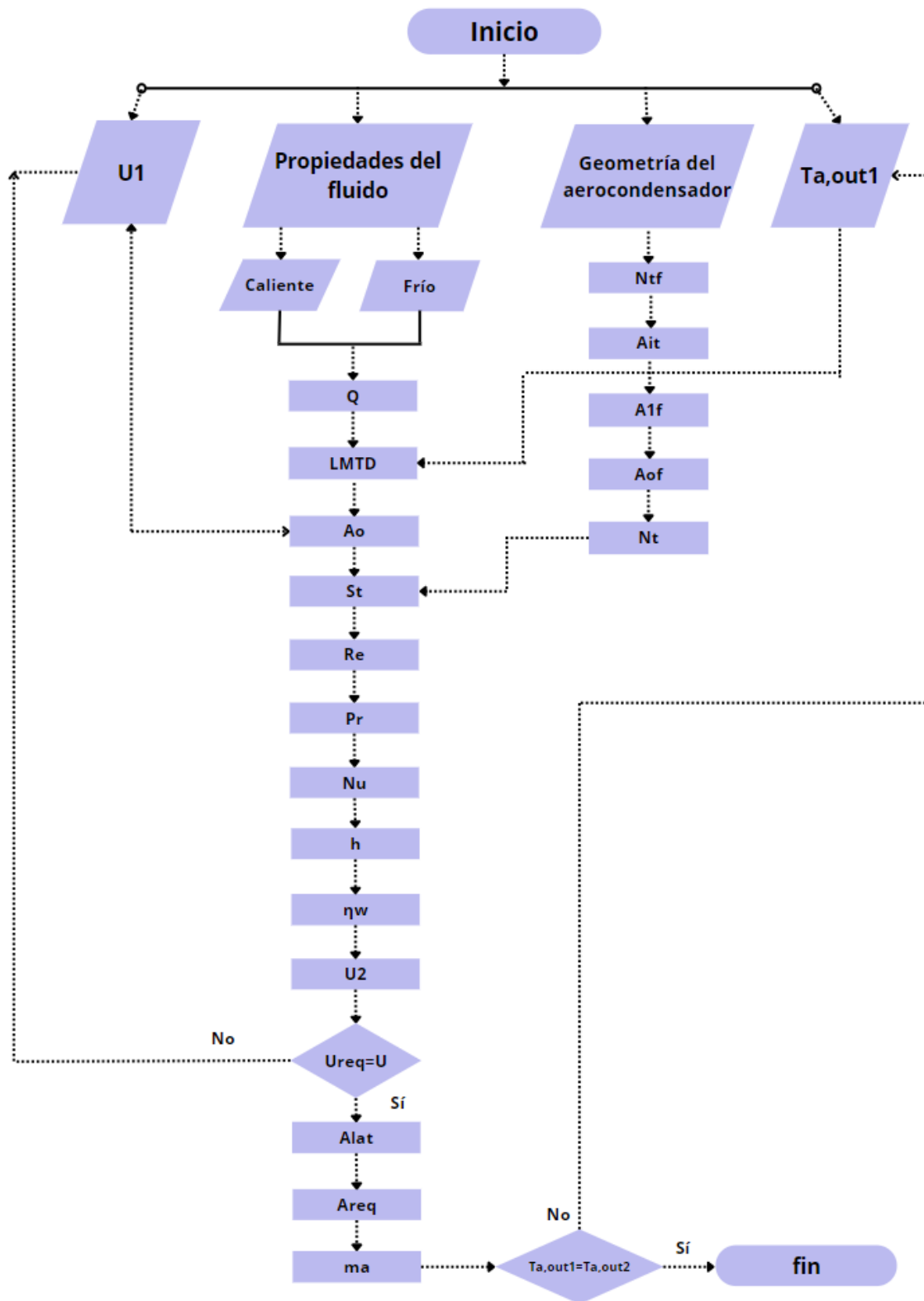


Figura 58. Diagrama de flujo de la metodología de cálculo de los aerocondensadores.

Torres de enfriamiento

A diferencia del aerocondensador, las torres de enfriamiento se utilizan para enfriar el agua proveniente del condensador, mediante el movimiento de un ventilador que hace circular el aire. Este sistema es considerado abierto, ya que no utiliza tubos aletados para separar el agua del aire, sino que los fluidos se mezclan en el empaquetamiento (también conocido como relleno) dentro de la torre, teniendo así una mayor superficie de contacto.

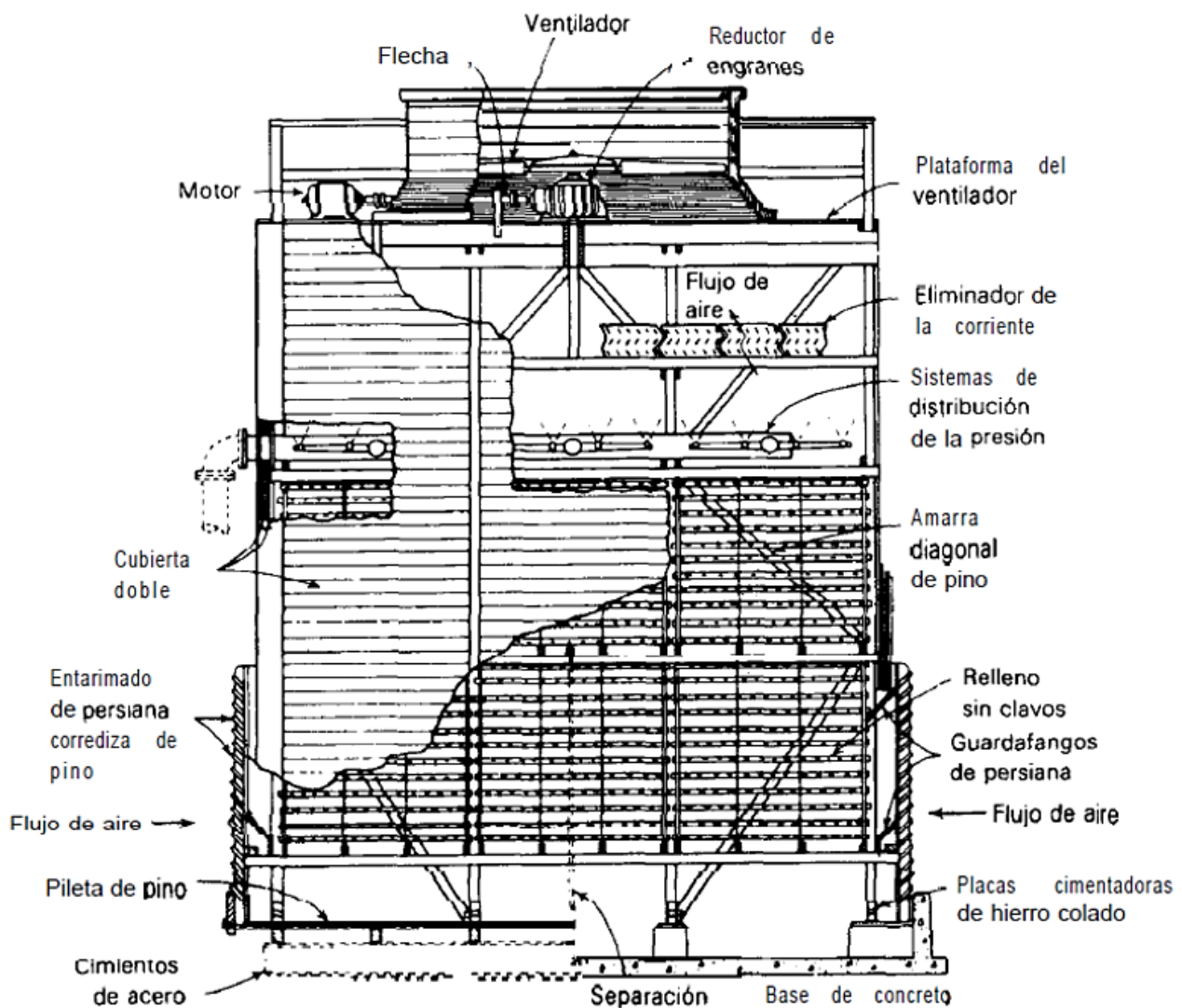


Figura 59. Diagrama de torre de enfriamiento de tiro inducido (Aguilar, 2017).

Este equipo junto con los intercambiadores de calor es muy útil para condensar los fluidos de trabajo y para lugares con poco espacio son la mejor opción, sin embargo, se debe tener en cuenta el uso continuo de agua de enfriamiento, pues debido a pérdidas como la evaporación se debe contar con agua de repuesto. Por esta razón, al momento de dimensionar la torre de enfriamiento se requieren valores como la temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo, así como la humedad relativa del sitio donde será colocada.

Al igual que en los cálculos para el aerocondensador, se tomarán los datos de las figuras 51 y 52 correspondientes a Domo San Pedro, Nayarit y se utilizará la carta psicrométrica (figura 61) para determinar la temperatura de bulbo húmedo, la cual nos indicará la temperatura mínima a la cual puede ingresar el aire.

Una vez obtenidos los resultados de la carta psicrométrica, se procede a realizar una curva de equilibrio con los datos de la entalpía y la temperatura de bulbo húmedo, con el fin de conseguir la ecuación que nos indique la entalpía en los puntos de operación del agua, es decir, entrada y salida. Esta curva representa la línea de operación del agua descrita en la figura 62. Por lo tanto, en la ecuación x es la temperatura del agua y y es la entalpía del aire. Dicho de otra forma:

$$H_a = 7x10^{-5}T_h^4 - 0.0059T_h^3 + 0.285T_h^2 - 3.0122T_h + 39.799$$

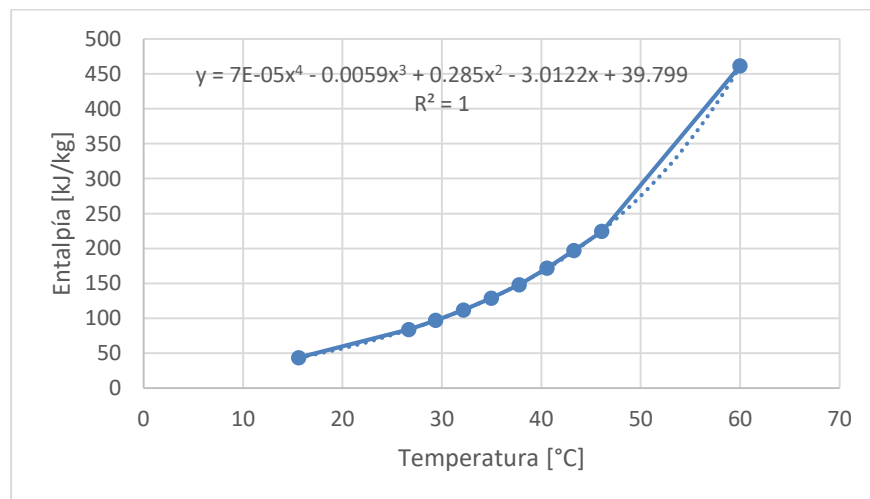


Figura 60. Curva de equilibrio H – T.

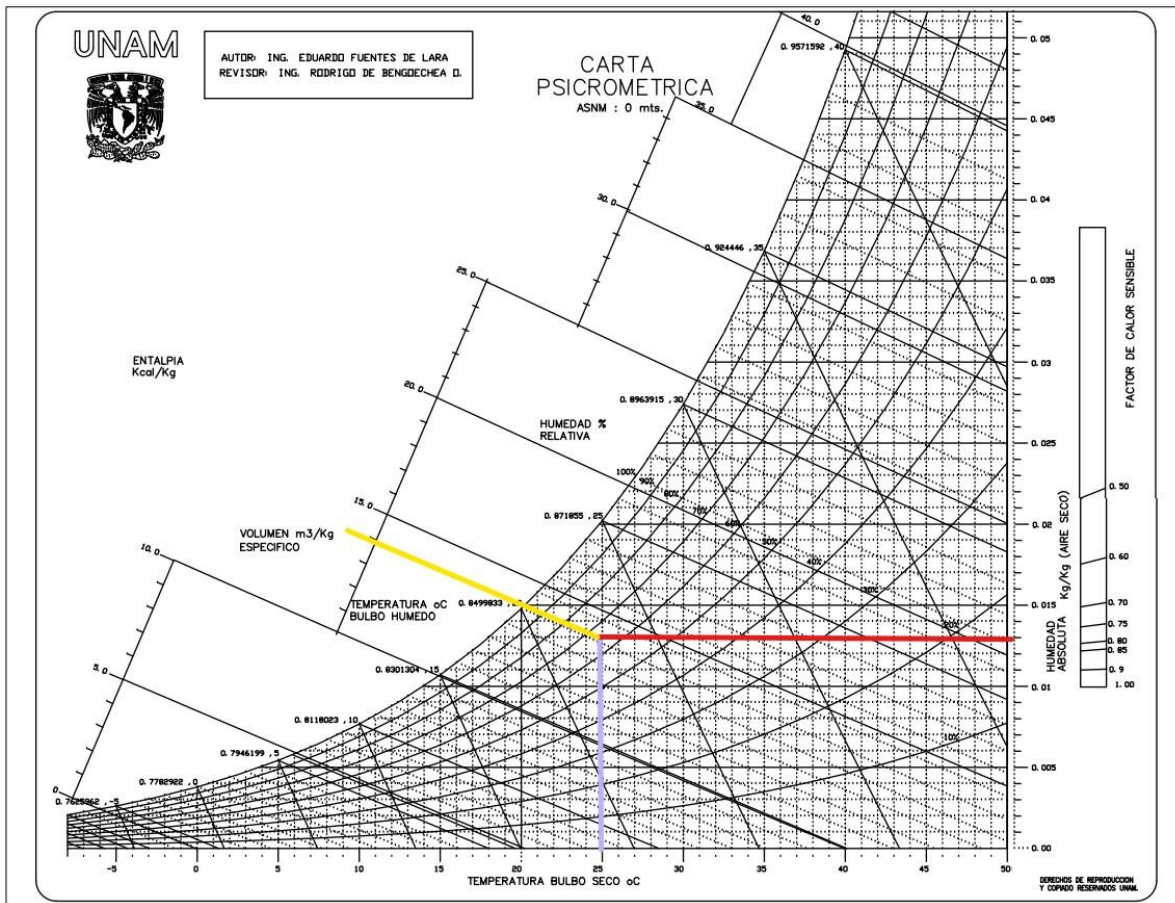


Figura 61. Carta Psicrométrica.

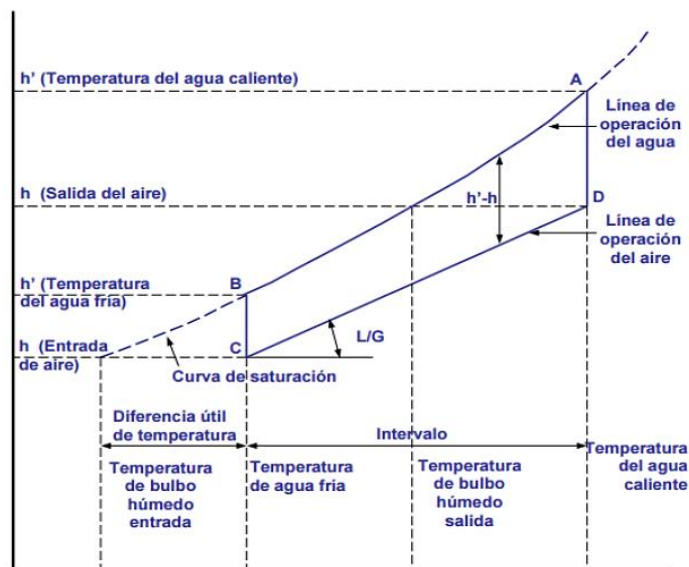


Figura 62. Variables presentes en el proceso de humidificación (Aguilar, 2017).

A continuación, se seguirá la metodología descrita por (Aguilar, 2017) y (Acuna, 2021)

Para determinar el gasto másico mínimo de aire que se requiere para enfriar el agua, se tiene

$$\dot{m}_{a,\min} = \frac{\dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,\text{out}} - T_{h,\text{int}})}{H_{a,\text{out}} - H_{a,\text{int}}}$$

Considerando que el gasto de aire real es 1.5 el gasto mínimo, se puede calcular la entalpía real de salida del aire.

$$H_{a,\text{out}} = \frac{\dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,\text{out}} - T_{h,\text{int}})}{\dot{m}_{a,\text{real}}} + H_{a,\text{int}}$$

Con las entalpías de entrada y salida del aire, así como con sus respectivas temperaturas, se puede generar la curva de flujo operacional para conocer la ecuación que la rige. En cuanto al área de empaquetamiento, se debe considerar la velocidad mínima del aire en kg/sm². Esto se obtiene al multiplicar la velocidad en m/s por la densidad.

$$A = \frac{\dot{m}_{a,\text{real}}}{V_{\min}}$$

La altura del empaquetamiento (o relleno) se calcula como:

$$Z_{\text{tog}} = \frac{Z}{N_{\text{tog}}} \qquad N_{\text{tog}} = \int_{H_{h,\text{int}}}^{H_{h,\text{out}}} \frac{dH'}{H' - H'}$$

Las pérdidas de agua que deben tomarse en cuenta son las causadas por el arrastre, la evaporación y las purgas.

$$\text{Pérdidas} = W + E + I$$

Esta cantidad de agua debe reponerse a la torre para que trabaje adecuadamente, por lo tanto, se debe conocer el gasto másico de cada repuesto.

$$W = 0.2\% \dot{m}_h$$

$$E = 0.00153 (T_{h,\text{out}} - T_{h,\text{int}}) \dot{m}_h$$

Al realizar las purgas se necesita saber la cantidad de ppm (partes por millón) del agua de la torre y del agua de repuesto.

$$I = \frac{E - W(Xc/Xm - 1)}{(Xc/Xm - 1)}$$

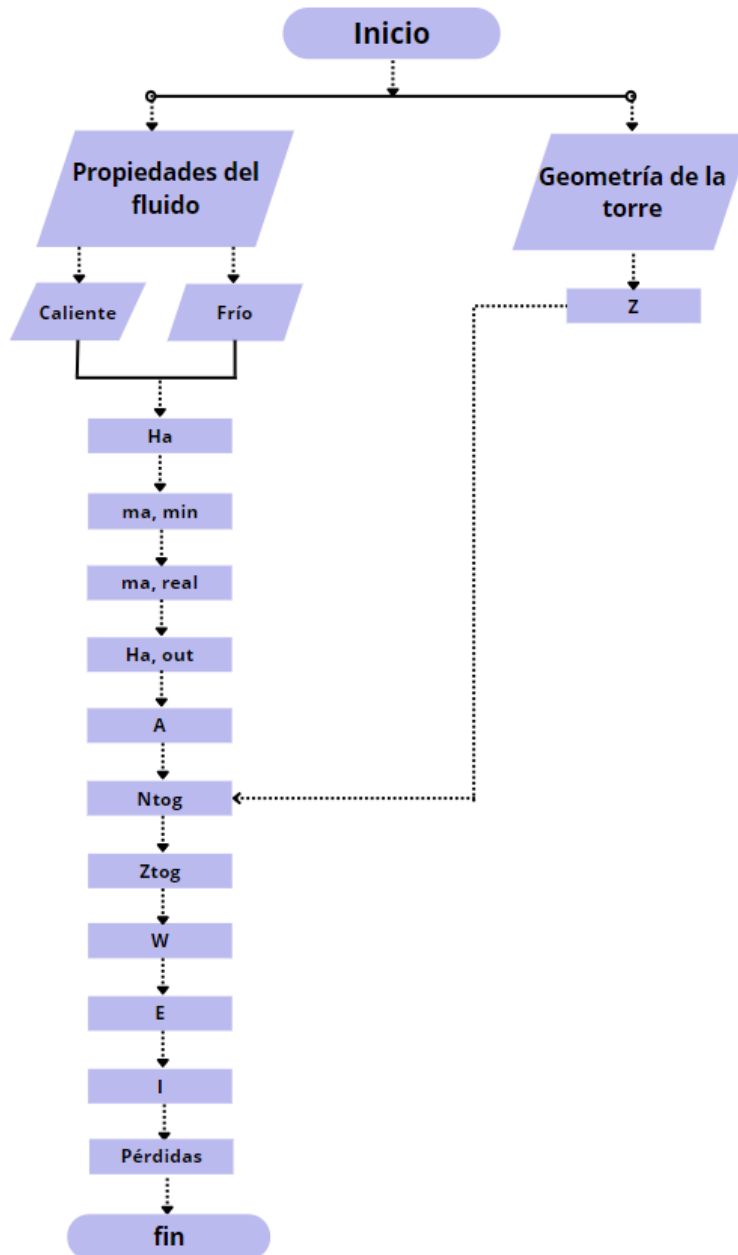


Figura 63. Diagrama de flujo de la metodología de cálculo de las torres de enfriamiento.

Resultados

En esta sección se presentarán los resultados de cada equipo y se realizará un análisis de los parámetros más importantes para compararlos y obtener un ciclo binario óptimo, hablando en términos de rendimientos térmicos. Cabe mencionar que entre el ciclo IDEA 10 y el IDEA 100, la mayor diferencia son los refrigerantes utilizados, pues en el primero se requiere el R245FA y en el segundo el R1233ZD, que, aunque son similares en cuanto a propiedades, tienen un potencial de calentamiento global diferente. Además, están diseñados para capacidades diferentes, lo cual implica que se deba realizar el cálculo para cada sistema.

Los casos que se tomaron en cuenta para realizar los cálculos pertinentes son:

- Escenario 1: Evaporador y condensador de placas con torre de enfriamiento.
- Escenario 2: Evaporador y condensador de tubos y coraza con torre de enfriamiento.
 - Variación 1: Evaporador de tubos con salmuera por los tubos.
 - Variación 2: Evaporador de tubos con salmuera por la coraza.
- Escenario 3: Evaporador de placas y aerocondensador.

Estos casos son válidos para ambos sistemas, IDEA 10 e IDEA 100, ya que los dos parten de los mismos equipos y la metodología explicada anteriormente sirve para cualquier capacidad, siempre y cuando se tengan en cuenta las consideraciones adecuadas.

Ciclo IDEA 10

En la siguiente figura se muestra el balance de masa y energía del ciclo en cuestión, con el cual se podrán llevar a cabo los cálculos posteriores en los equipos del sistema de transferencia de calor.

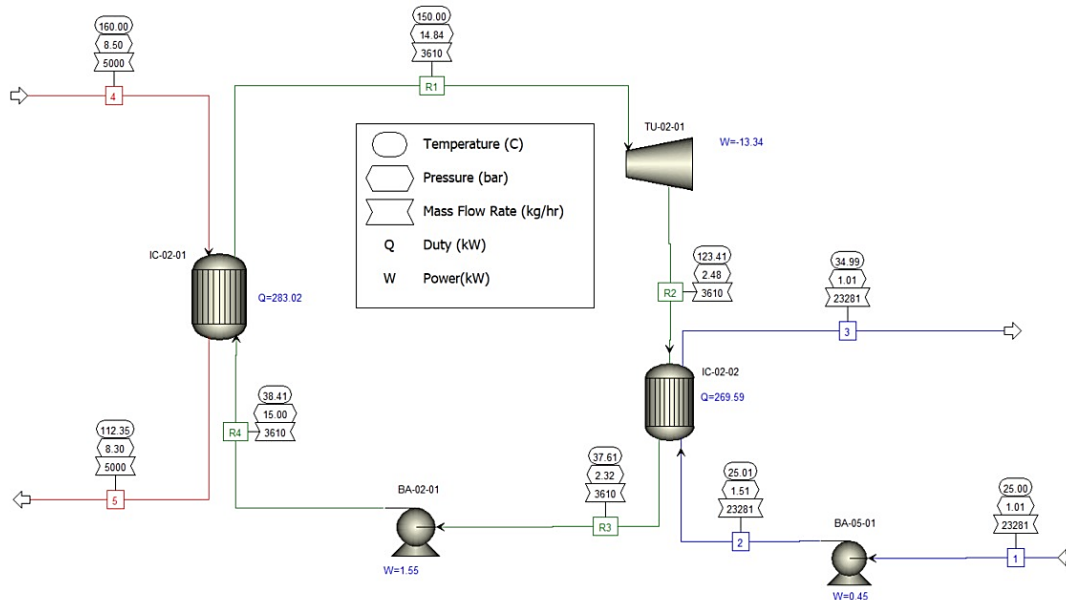


Figura 64. Balance de masa y energía IDEA 10.

Intercambiador de calor de placas

Para el dimensionamiento de este equipo se propusieron los siguientes datos de las placas y se obtuvieron como resultados los valores de la tabla 12. Se consideró un ángulo de 30° debido a que se buscan bajas caídas de presión y una buena transferencia de calor.

Tabla 11. Dimensiones de las placas para los intercambiadores IDEA10.

Parámetro	Valor	Unidades
L_w	190	mm
L_p	465	mm
b	2.4	mm
P_c	8.64	mm
t	0.6	mm
β	30	°
k	16.2	W/mK
Material	AISI 316	

Tabla 12. Resultados IC de placas IDEA10.

Parámetro	Evaporador	Condensador	Unidades
Q	283	270	kW
LMTD	31.96	38.91	°C
N_{pl}	230	94	
A_e	24	9.5	m^2
U_C	375	714	W/m^2K
U_F	282	475	W/m^2K
ΔP_h	8,233	4,914	Pa
ΔP_c	9,924	13,182	Pa
η	98.9	99.8	%

Intercambiador de tubos y coraza

En el caso de este intercambiador, se propusieron datos típicos de tubos de acuerdo con el anexo A2 y se tomó en cuenta la configuración triangular debido a que en ese acomodo se pueden colocar más tubos. También se consideró como mejor material al acero inoxidable 316 debido a su buena resistencia a la corrosión, su bajo costo y a la facilidad de estampar los patrones deseados para las placas, además la mayoría de los fabricantes trabajan con este material. Con estos datos de entrada se obtuvieron los resultados de la tabla 13 y las figuras 65 y 66.

Tabla 13. Valores propuestos para el IC de tubos y coraza para ciclo IDEA10.

Parámetro	Valor	Unidades
D_o	0.019	m
D_i	0.015	m
BWG	14	
Configuración	Triangular	
P_T	1	
k	16.2	W/mK
Material	AISI 316	
Deflectores	20%	segmento
Tipo	AES	

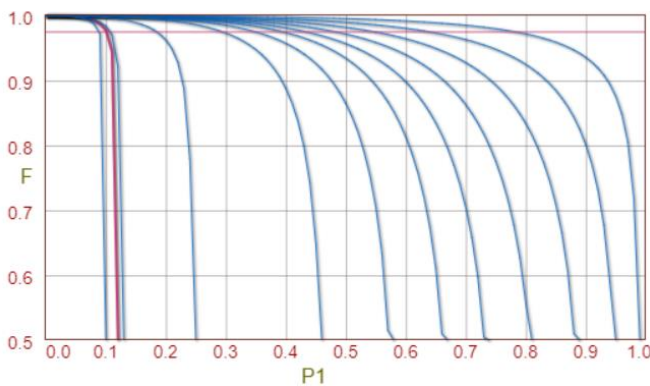


Figura 65. Factor de corrección LMTD del condensador IDEA 10.

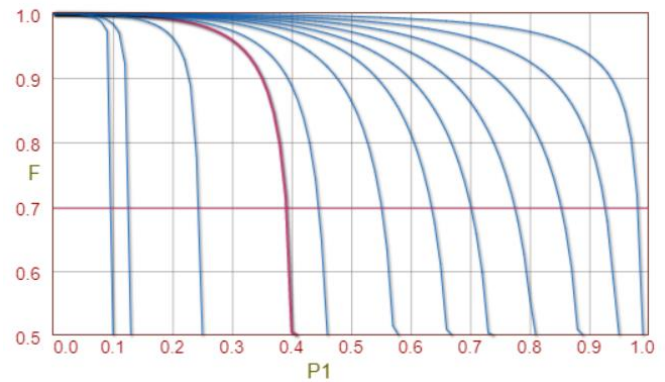


Figura 66. Factor de corrección LMTD del evaporador IDEA 10.

Tabla 14. Resultados intercambiadores de calor de tubos IDEA 10.

Parámetro	Evaporador Salmuera/coraza	Evaporador Salmuera/tubos	Condensador	Unidades
Q	283	283	270	kW
LMTD	31.96	31.96	38.91	°C
N _t por paso	122	122	88	
N _p	4	4	4	
L	5.48	3.96	3.65	m
D _s	0.68	0.68	0.59	m
A _e	160	116	77	m ²
U _C	85	87	97	W/ m ² K
U _F	80	85	91	W/ m ² K
ΔP _i	72	143	4,370	Pa
ΔP _o	16,993	6,399	6,054	Pa
η	87.8	87.7	98	%

Aerocondensador

En este equipo se consideró una configuración escalonada para obtener una mejor transferencia de calor y valores típicos de tubos, los cuales son aletados en tipo L, por lo que los datos necesarios se obtuvieron del catálogo de (AircoFin, 2022).

Tabla 15. Valores propuestos para aerocondensador IDEA10.

Parámetro	Valor	Unidades
D _o	0.025	m
D _i	0.019	m
Configuración	Escalonado	
h _f	0.012	m
s _f	0.006	m
N _f	9	aletas/in
e _t	0.0032	m
e _f	0.0003	m
L	5	m
k	400	W/mK
Material	Cobre	
T _{a,int}	25	°C
V	2.1	m/s

Tabla 16. Resultados de aerocondensador IDEA 10.

Parámetro	Valor	Unidades
Q	277	kW
LMTD	10.01	°C
T _{a,out}	29.7	°C
m _a	59.4	kg/s
N _t	660	
η _f	0.9	
A _e	3,841.5	m ²
U	7.2	W/m ² K

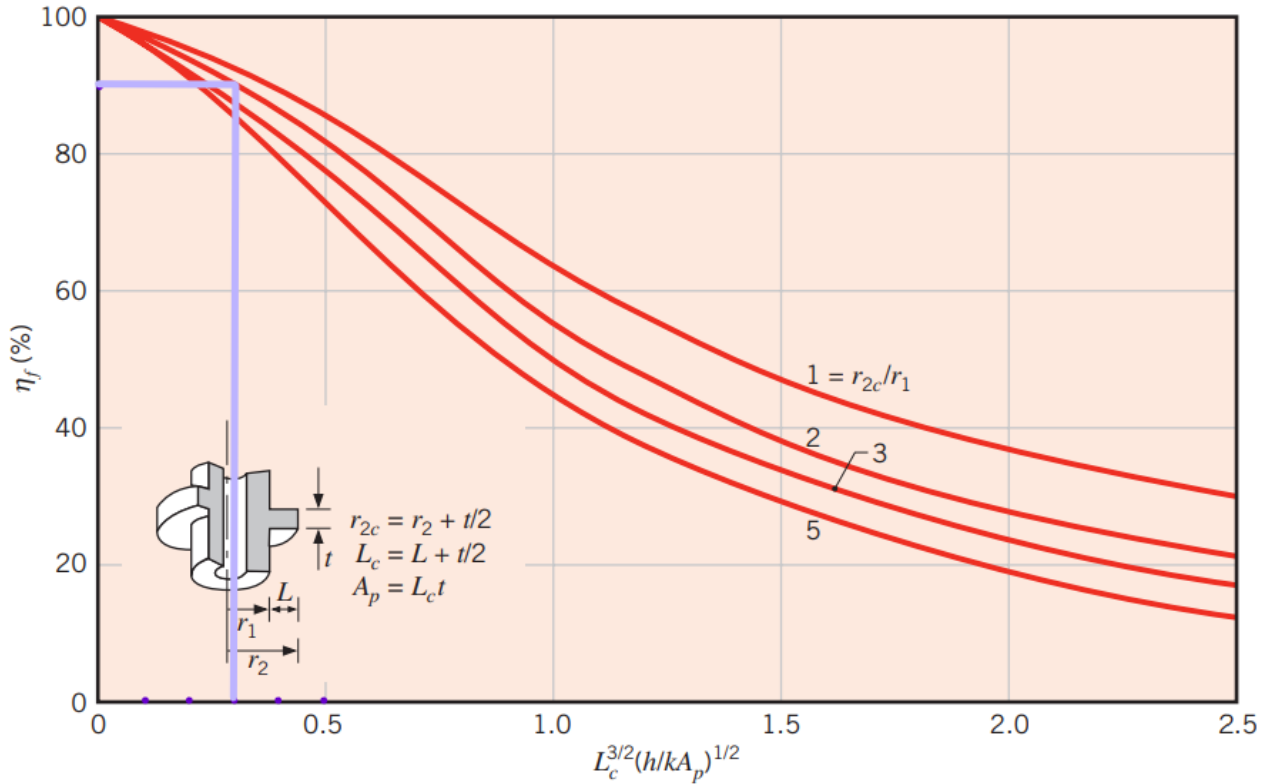


Figura 67. Eficiencia de aleta.

Torre de enfriamiento

Para este equipo, así como para el aerocondensador se tomaron en cuenta los datos del sitio donde se pretende será su instalación, es decir, en Domo San Pedro, Nayarit. Asimismo, se consideró una altura de 2 metros ya que es una medida estándar.

Tabla 17. Valores propuestos para torre de enfriamiento IDEA10.

Parámetro	Valor	Unidades
$T_{a,int}$	25	°C
V	2.1	m/s
Z	2	m
Hum rel	64.0000	%
Hum abs	0.0130	kgw/kga
H aire int	58.2	kJ/kg

Tabla 18. Resultados de la torre de enfriamiento IDEA10.

Parámetro	Valor	Unidades
A	2.42	m ²
$m_{a,real}$	5.24	kg/s
N_{tog}	2.55	
H_{tog}	0.8	m
W	0.01	kg/s
E	0.09	kg/s
I	0.02	kg/s
Pérdidas	0.13	kg/s

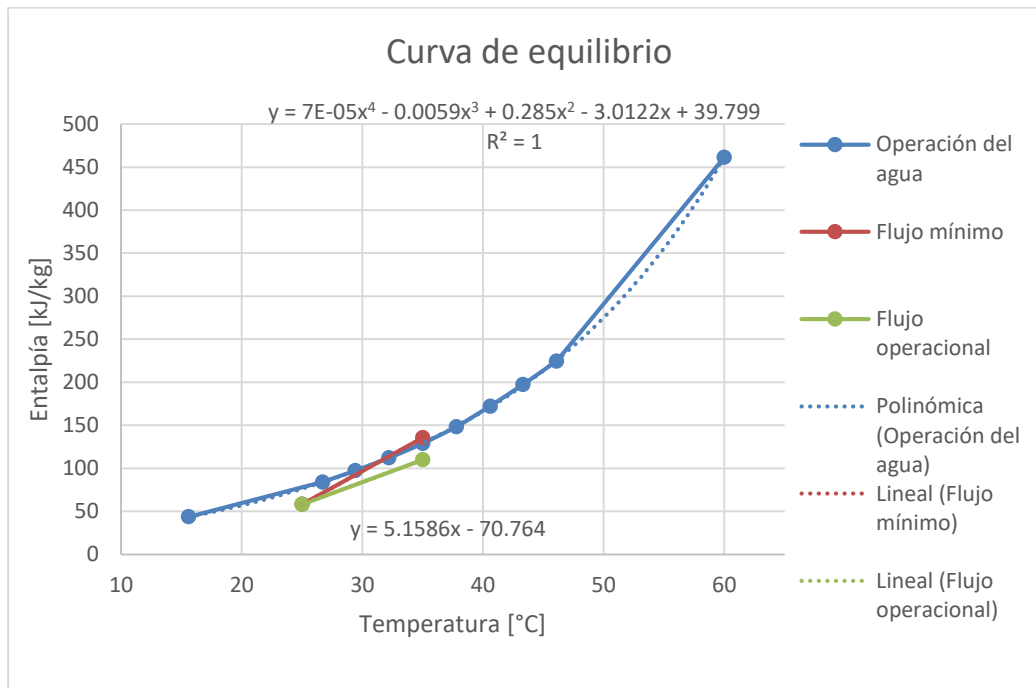


Figura 68. Curva de equilibrio para la torre de enfriamiento IDEA 10.

Análisis de resultados

En esta sección se presentará una comparativa entre los equipos propuestos para determinar los puntos débiles y fuertes de cada uno. A la par se elegirá la mejor opción para el ciclo IDEA 10.

Primeramente, se compararán los evaporadores de tubos y coraza, ya que se cuentan con dos configuraciones. Por un lado, se contempla que la salmuera fluya a través de la coraza, permitiendo una fácil limpieza, pues el intercambiador está diseñado para que pueda desmontarse. Por otro lado, se encuentra un evaporador en donde la salmuera correrá dentro de los tubos, aunque esto ocasionaría una limpieza poco eficiente, debido al número de pasos con los que cuenta el intercambiador. Teniendo esto en cuenta, podemos decir que el primer caso es más factible, debido a las grandes cantidades de incrustaciones que se pueden adherir en la parte en donde el tubo forma una “U” (figura 69). Merece la pena subrayar que este tipo de problemas con las incrustaciones y la limpieza se hablará más a detalle en el capítulo 4.

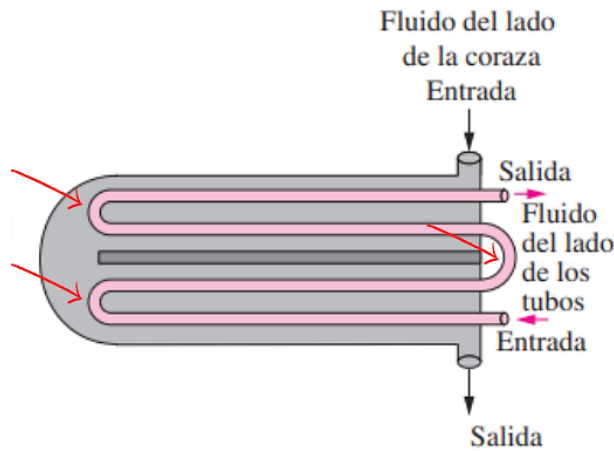


Figura 69. Intercambiador de calor de dos pasos por la coraza y cuatro por los tubos (Cengel & Ghajar, 2011).

En cuanto a las dimensiones, las únicas con diferencias son la longitud y el área efectiva, donde en el primer caso se tiene una longitud de 18 pies (5.48 m), contra 13 pies (3.96 m) para el evaporador con salmuera por los tubos. De igual forma, el área efectiva es mayor cuando la salmuera pasa por la coraza, aumentando 44 m². Respecto a las caídas de presión, se observa que éstas aumentan en relación con la salmuera, esto se puede ver claramente en los resultados de ΔP_o , de la tabla 14, para el escenario 2, variación 2 donde al colocar la salmuera en la coraza en lugar del refrigerante, la caída de presión aumenta de 6,399 a 16,993 Pa, mientras que para la variación 1, aumenta de 72 a 143 Pa, lo que indica que las caídas de presión son mayores al utilizar salmuera y esto se debe a la cantidad de gasto másico utilizado para evaporar el refrigerante. Referente a la eficiencia, hay un cambio mínimo de 0.1, por lo que podemos decir que se consideran iguales.

En resumen, se decide que, debido a las ventajas y desventajas de cada uno de los evaporadores, el elegido es el intercambiador con salmuera por los tubos, debido a que necesita menor espacio para realizar la transferencia de calor. No obstante, es necesario recordar el tema de la limpieza, la cual se podrá realizar, aunque con mayor dificultad.

Una vez seleccionado el evaporador de tubos y coraza, se procede a compararlo con el de placas mediante la siguiente tabla.

Tabla 19. Comparación de evaporadores IDEA 10.

Parámetro	Evaporador Tubos y coraza	Evaporador Placas	Unidades
Q	283	283	kW
LMTD	31.96	31.96	°C
N_t / N_{pl}	122	230	
N_p	4	1	
L	4	1.9	m
D_s / L_w	0.7	0.2	m
A_e	116	24	m ²
U_C	87	375	W/ m ² K
U_F	85	282	W/ m ² K
$\Delta P_{i/h}$	143	8,233	Pa
$\Delta P_{o/c}$	6,399	9,924	Pa
η	87.7	98.9	%

A simple vista se observa que los parámetros más importantes son los relacionados con las dimensiones, ya que existe una gran diferencia entre ambos equipos. Para empezar, el área efectiva de transferencia de calor es casi 5 veces mayor en el evaporador de tubos, lo que aumenta drásticamente el tamaño del intercambiador y esto se ve reflejado en los valores de longitud y diámetro. En segundo lugar, el coeficiente global de transferencia de calor es mayor en el evaporador de placas debido a que se tiene una menor área. No obstante, en el caso contrario, las caídas de presión son menores en el intercambiador de tubos. Aunado a esto, la eficiencia es 11.2 % mayor en el de placas. Por esta razón y por la gran cantidad de espacio que se ahorra, se concluye que el evaporador de placas es más apropiado para el ciclo de 10 kW.

Para determinar cuál condensador es mejor, se comparará el escenario 1 con el 2 (variación 1), para posteriormente contrastar el resultado de éstos con el escenario 3. Como ayuda visual se presenta la siguiente tabla en donde se pueden observar directamente los parámetros más importantes. Siendo nuevamente las dimensiones lo que rigen la diferencia. En este caso el intercambiador de tubos es 8 veces más grande en cuanto al área de transferencia de calor efectiva, teniendo una longitud 3.65 metros y 0.6 m de diámetro. También se puede verificar que nuevamente las caídas de presión son mayores en el intercambiador de placas, sin embargo, la eficiencia es mayor.

Tabla 20. Comparación de condensadores IDEA 10.

Parámetro	Condensador Tubos y coraza	Condensador Placas	Unidades
Q	270	270	kW
LMTD	38.91	38.91	°C
N_t / N_{pl}	88	94	
N_p	4	1	
L	3.65	0.81	m
D_s / L_w	0.6	0.2	m
A_e	77	9.5	m ²
U_C	97	714	W/ m ² K
U_F	91	475	W/ m ² K
$\Delta P_{i/h}$	4,370	4,914	Pa
$\Delta P_{o/c}$	6,054	13,182	Pa
η	98	99.8	%

Con estos datos podemos concluir que el condensador de placas es la mejor opción, pues es más compacto y eficiente. Además, en este equipo no se tendrán problemas de incrustación debidas a la salmuera, porque solo fluirán dentro de él agua del sistema de enfriamiento y el refrigerante, los cuales comparados con la salmuera tienen un bajo factor de ensuciamiento.

Para el caso del aerocondensador, se puede comparar directamente el gasto másico de aire y el área efectiva de transferencia de calor, con la torre de enfriamiento, ya que en los dos tipos se requiere aire para enfriar el refrigerante o el agua de enfriamiento según sea el caso.

En la tabla 21 se puede notar que los valores del aerocondensador son abismales tomando en cuenta el área, lo cual nos indica que el equipo requiere de gran espacio debido a sus dimensiones. Sin embargo, no podemos olvidar que a la torre de enfriamiento se le debe sumar el espacio que ocupará el condensador (área de transferencia de calor), teniendo así el sistema de enfriamiento completo. Haciendo esa operación, resultan casi 12 m², lo que al compararlo con el aerocondensador sigue siendo una diferencia muy grande.

Tabla 21. Aerocondensador vs torre de enfriamiento IDEA 10.

Parámetro	Aerocondensador	Torre de enfriamiento	Unidades
m_a	59.4	5.24	kg/s
A_e	3,841.5	2.42	m^2

En cuanto al gasto másico de aire, se requiere más cantidad para poder condensar el refrigerante directamente sin necesidad de ocupar agua, esto se debe al calor específico de ambos fluidos, pues el aire tiene un valor de 1 kJ/kgK, mientras que el del agua es de 4.2 kJ/kgK. Por este motivo el valor es mayor en el caso del aerocondensador y por lo tanto se necesitan más ventiladores para poder ingresar el aire necesario, lo que implica que se requiere mayor espacio para la instalación, así como una mayor pérdida en la potencia neta, ya que estos equipos absorberán más kW al ciclo.

Es preciso tener presente que en la mayoría de las ocasiones los aerocondensadores son empleados cuando no se cuenta con alguna fuente de agua cercana, por lo que se opta por condensar completamente con aire. Asimismo, se debe considerar que existe la posibilidad de que se utilice un intercambiador de calor y una torre de enfriamiento, aún sin tener agua disponible. Esto acarrearía un gasto extra por el abastecimiento de agua al sistema, además se tendrían pérdidas por arrastre, evaporación y fugas de 0.13 kg/s (tabla 18), lo que indica que deben contar con agua de repuesto. Estas consideraciones se retomarán más adelante en el capítulo 5.

Una vez mencionado lo anterior, se concluye que el sistema de condensación, intercambiador de calor de placas y torre de enfriamiento, tiene más ventajas comparado con el aerocondensador, debido al poco espacio que requiere, así como a la menor cantidad de aire necesario. Finalmente, los equipos elegidos para el ciclo IDEA 10, tomando en cuenta lo anterior, son evaporador y condensador de placas con torre de enfriamiento (escenario 1). Es imperante señalar que la selección de este caso depende de la presencia de un cuerpo de agua para el enfriamiento del fluido de trabajo.

Ciclo IDEA 100

Este sistema es un escalamiento del ciclo IDEA 10, que está destinado a generar energía tomando en cuenta la potencia que requieren tanto la bomba de agua como la de refrigerante, teniendo así una potencia neta de 10 kW. De esta manera con el ciclo en cuestión se pretende producir 100 kW netos para aumentar la capacidad de los sistemas, partiendo de la necesidad de crear un ciclo menos contaminante y amigable con el medio ambiente, al cambiar el refrigerante por uno de menor potencial de calentamiento global. Además, al generar 100 kilowatts, se da la oportunidad de competir en el mercado con un ciclo binario modular que permita aprovechar los recursos considerados como desecho.

Debido a que el ciclo IDEA 100 tiene la misma configuración que su modelo anterior, la metodología de cálculo aplica también en este caso, siendo el cambio de refrigerante la única excepción, y por obviedad el aumento del gasto másico en cualquiera de los fluidos. En las figuras 70 y 71 se muestra la campana de saturación de los refrigerantes empleados, donde se observa que el punto crítico es más alto en el R1233zd, lo que indica que se tiene un mayor rango de operación. Esto se puede aprovechar para aumentar la temperatura del refrigerante que entrará a la turbina, pues la temperatura crítica del R245fa es 154 °C, mientras que la del R1233zd es 165 °C. Es importante señalar que no es conveniente rebasar estos límites, ya que el refrigerante pierde sus propiedades.

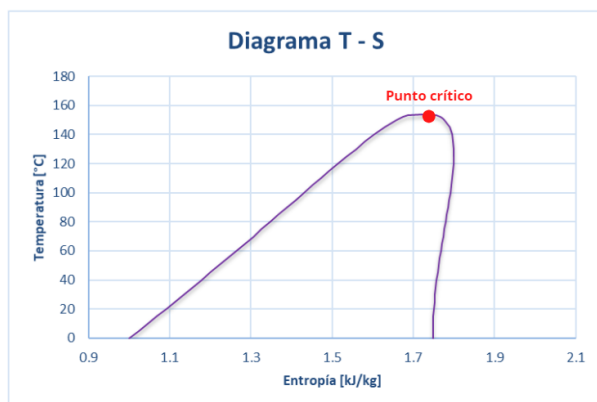


Figura 70. Diagrama T-s de R245fa.

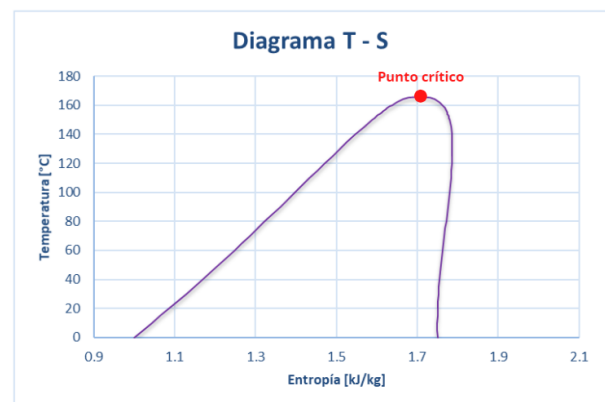


Figura 71. Diagrama T-s de R1233zd.

En cuanto al gasto másico, este aumentará en los tres tipos de fluidos que se tiene en el sistema, debido a que se requiere más flujo en la entrada de la turbina para generar los 100 kW esperados, por lo tanto, el flujo del recurso energético debe elevarse para llegar a la temperatura deseada en el refrigerante. A su vez, el fluido de trabajo debe salir del condensador a menor temperatura, por lo que se requiere de mayor agua de enfriamiento. Todos estos cambios afectan directamente al dimensionamiento de los equipos y, por consiguiente, el tamaño de éstos será mayor.

Al igual que en el sistema IDEA 10, se proporcionan los datos de entrada en la siguiente figura.

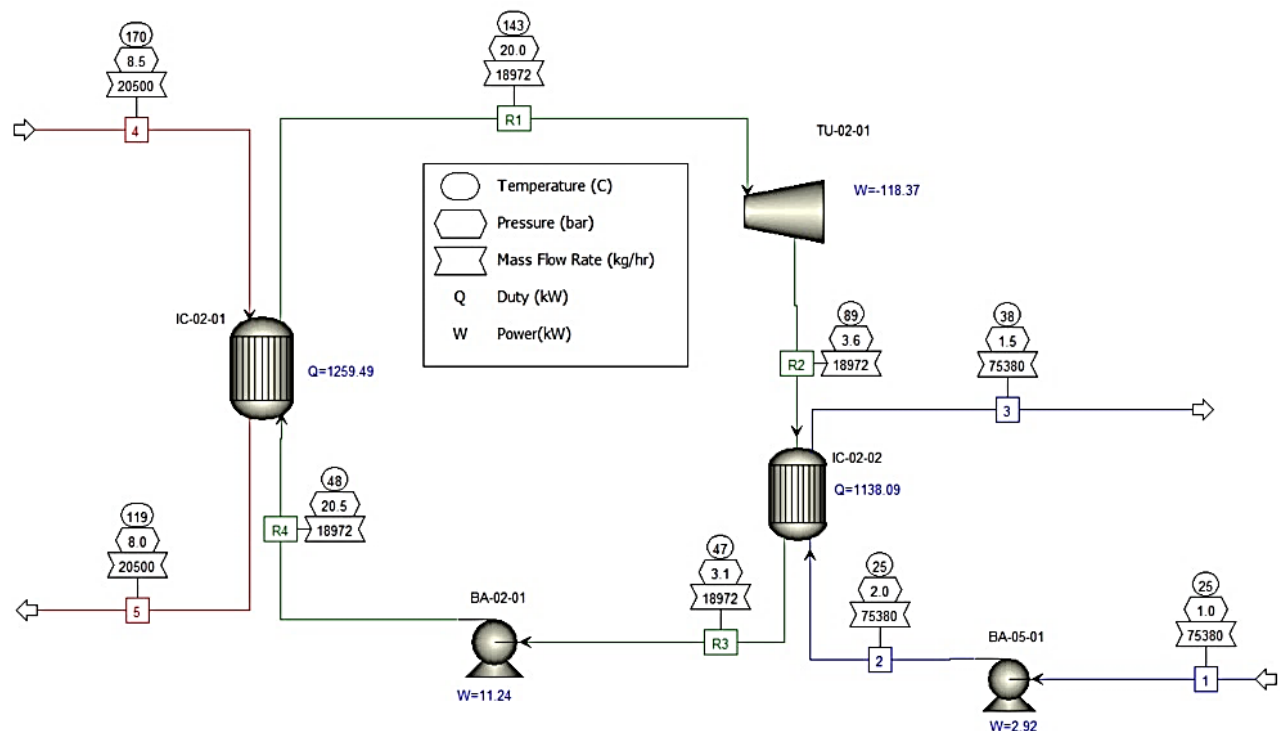


Figura 72. Balance de masa y energía IDEA 100.

Intercambiador de calor de placas

Como se realizó anteriormente, se propondrán las dimensiones de las placas a utilizar (tabla 22), aumentando su tamaño ya que en este caso se requieren equipos más grandes. Los parámetros que deben aumentar son únicamente los lados de las placas, por lo que los valores como la profundidad

y el paso de corrugación se mantienen constantes. Además, es importante señalar que estos valores son tomados de placas estándar fabricadas por diversas empresas.

Tabla 22. Dimensiones de las placas para los intercambiadores IDEA100.

Parámetro	Valor	Unidades
L_w	420	mm
L_p	600	mm
b	2.4	mm
P_c	8.64	mm
t	0.6	mm
β	30	°
k	16.2	W/mK
Material	AISI 316	

Tabla 23. Resultados IC de placas IDEA100.

Parámetro	Evaporador	Condensador	Unidades
Q	1,246	1,138	kW
LMTD	45.5	34.5	°C
N_{pl}	155	140	
A_e	45	41	m ²
U_c	601	805	W/m ² K
U_F	393	514	W/m ² K
ΔP_h	8,168	7,226	Pa
ΔP_c	9,514	13,000	Pa
η	94.9	99.8	%

Intercambiador de calor de tubos y coraza

En comparación con el intercambiador de tubos para el ciclo de 10 kW, en este sistema se aumentó el diámetro de los tubos para aprovechar mejor el espacio disponible. Por otra parte, se mantuvo la configuración triangular y la posición de los deflectores a un 20% la longitud del intercambiador (anexo A2, punto 28).

Tabla 24. Valores propuestos para el IC de tubos y coraza para ciclo IDEA100.

Parámetro	Valor	Unidades
D_o	0.0254	m
D_i	0.0211	m
BWG	14	
Configuración	Triangular	
P_T	1.25	
k	16.2	W/mK
Material	AISI 316	
Deflectores	20%	segmento
Tipo	AES	

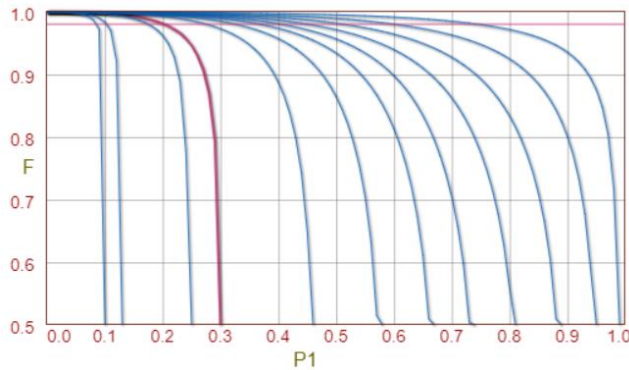


Figura 73. Factor de corrección LMTD del condensador IDEA 100.

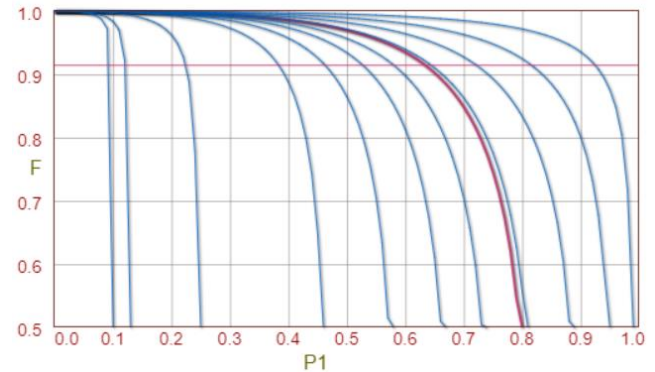


Figura 74. Factor de corrección LMTD del evaporador IDEA 100.

Tabla 25. Resultados intercambiadores de calor de tubos IDEA 100.

Parámetro	Evaporador Salmuera/coraza	Evaporador Salmuera/tubos	Condensador	Unidades
Q	1,246	1,246	1,138	kW
LMTD	45.5	45.5	34.5	°C
N _t por paso	121	104	121	
N _p	4	4	4	
L	5.79	5.48	5.48	m
ds	0.83	0.78	0.83	m
A _e	224	181	212	m ²
U _C	148	199	182	W/m ² K
U _F	136	170	159	W/m ² K
ΔP _i	365	506	5,485	Pa
ΔP _o	188,805	189,037	97,474	Pa
η	84.4	84.5	97.3	%

Aerocondensador

Al igual que en el caso del aerocondensador IDEA10, se propusieron los valores de la tabla 15, obteniendo así la misma eficiencia de aleta y siendo la longitud la única diferencia, pues aumentó de 5 a 9 metros debido a la gran cantidad de refrigerante que debe ser condensado mediante aire. Merece la pena señalar que en este caso no se incrementó el diámetro de los tubos, como en el caso del intercambiador anterior, ya que los fabricantes suelen utilizar una pulgada como medida estándar.

Tabla 26. Resultados de aerocondensador IDEA 100.

Parámetro	Valor	Unidades
Q	1,066	kW
LMTD	18.73	°C
T _{a,out}	31.3	°C
m _a	186	kg/s
N _t	1,150	
η _f	0.9	
A _e	12,044	m ²
U	5.2	W/m ² K

Torre de enfriamiento

Los valores propuestos para este equipo se encuentran en la tabla 17, donde el único cambio es la altura (3 metros). Es preciso tener presente que el dimensionamiento de esta torre de enfriamiento es para tiro inducido, donde el ventilador se encuentra en la parte superior del equipo, igualmente para la torre del ciclo de 10 kW.

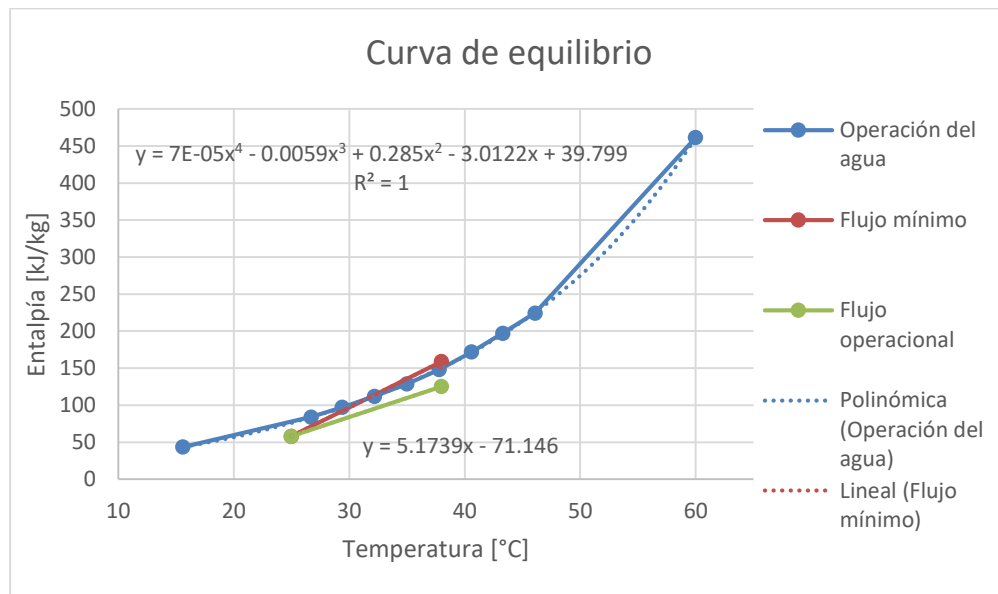


Figura 75. Curva de equilibrio para la torre de enfriamiento IDEA 100.

Tabla 27. Resultados para torre de enfriamiento IDEA100.

Parámetro	Valor	Unidades
A	7.82	m ²
m _{a,real}	16.91	kg/s
N _{tog}	3.08	
H _{tog}	1.03	m
W	0.04	kg/s
E	0.41	kg/s
I	0.09	kg/s
Pérdidas	0.55	kg/s

Análisis de resultados

Así como se realizó en el análisis de resultados del ciclo IDEA 10, se comentarán las principales ventajas y desventajas de los equipos, para determinar cuál es la mejor configuración para este sistema. De igual manera, se mencionarán primero los evaporadores de tubos y coraza para seguir con el orden ya establecido.

Tabla 28. Comparación de evaporadores IDEA 100.

Parámetro	Evaporador Tubos y coraza	Evaporador Placas	Unidades
Q	1,246	1,246	kW
LMTD	45.5	45.5	°C
N _t / N _{pl}	104	155	
N _p	4	1	
L	18	1.3	m
D _s / L _w	31	0.42	m
A _e	181	45	m ²
U _C	199	601	W/ m ² K
U _F	170	393	W/ m ² K
ΔP _{i/h}	506	8,168	Pa
ΔP _{o/c}	189,037	9,514	Pa
η	84.5	94.9	%

En la tabla 25 se tiene la comparativa de los evaporadores de tubos y coraza, en la cual indica que se necesitan más tubos para el intercambiador donde la salmuera pasa por la coraza. Del mismo modo, el área efectiva, la longitud y el diámetro es mayor, y se puede considerar que la eficiencia

es la misma en ambos casos. Teniendo en cuenta esto y lo ya mencionado en el análisis anterior, se determina que la mejor opción es el evaporador en donde la salmuera fluye por los tubos.

Una vez seleccionado el intercambiador de tubos, se procede a compararlo con el de placas mediante la tabla 28. Se observa que nuevamente las dimensiones juegan un rol importante, con un área 4 veces más grande y una longitud de casi 14 veces mayor en el evaporador de tubos. Este factor es sumamente importante al momento de seleccionar los equipos, ya que generalmente se busca utilizar el menor espacio posible. Otro de los parámetros a considerar es la eficiencia y en este caso es mayor en el evaporador de placas, sin embargo, la caída de presión en el lado caliente es 16 veces más alta. No obstante, son menores cuando se comparan con las establecidas por los fabricantes, quienes consideran que las caídas de presión no deben superar los 10 psi, es decir, 69 kPa, lo que indica que se encuentran dentro del rango de buena operación. Por lo tanto, se selecciona al evaporador de placas como la mejor opción.

Tabla 29. Comparación de condensadores IDEA 100.

Parámetro	Condensador Tubos y coraza	Condensador Placas	Unidades
Q	1,138	1,138	kW
LMTD	34.5	34.5	°C
N_t / N_{pl}	121	140	
N_p	4	1	
L	18	1.3	m
D_s / L_w	33	0.42	m
A_e	212	41	m ²
U_C	182	805	W/ m ² K
U_F	159	514	W/ m ² K
$\Delta P_{i/h}$	5,485	7,226	Pa
$\Delta P_{o/c}$	97,474	13,000	Pa
η	97.3	99.8	%

Para el caso de los condensadores, se tiene los datos de la tabla 29 y aplicando los mismos criterios que en el análisis de resultados anterior, se concluye que el intercambiador de calor elegido para este sistema es el condensador de placas. Esto debido al tamaño que representa (5 veces menor a su competencia), así como la eficiencia que ofrece el equipo. Además, independientemente del tipo de

configuración en el intercambiador, es decir, de placas soldadas o con juntas, la limpieza no representará un problema, ya que el agua de enfriamiento y el refrigerante tiene un bajo factor de ensuciamiento.

Ahora bien, resta comparar la torre de enfriamiento con el condensador versus el aerocondensador. En primer lugar, el gasto másico de aire es menor en la torre, esto por lo ya mencionado anteriormente; el uso de agua de refrigeración como método para condensar el refrigerante, lo que ocasiona que el aire solo tenga que disminuir la temperatura del agua de 38 a 25 °C, mientras que el agua disminuye la temperatura del refrigerante de 89 a 47 °C. Es decir, la condensación se realiza en dos pasos, por un lado se tiene el condensador que interactúa directamente con el fluido de trabajo, y por el otro, está la torre de enfriamiento que se encarga de bajar la temperatura del agua. Mientras que, en el aerocondensador, la condensación se lleva a cabo en un solo paso. Por esta razón, se requiere más área en el aerocondensador y por consiguiente se necesitan más ventiladores para poder circular el gasto másico de aire, teniendo así un gasto de electricidad mayor.

Tabla 30. Aerocondensador vs torre de enfriamiento IDEA 100.

Parámetro	Aerocondensador	Torre de enfriamiento	Unidades
m_a	186	16.91	kg/s
A_e	12,044	7.82	m ²

Aunado a lo anterior, se deben considerar las pérdidas de agua en la torre de enfriamiento ocasionadas por las purgas, el arrastre y la evaporación, pues esto representa un gasto extra por agua de repuesto; en este caso es el 3.3% del agua total (tomando en cuenta que se requiere 75,380 kg/h y se tiene de pérdidas 0.55 kg/s). Aunque esto significa mayor costo, es más factible colocar una torre de enfriamiento junto con un condensador de placas, pues solo ocupan 48.82 m², lo que comparado con los 12,044 m² del aerocondensador, resulta en un ahorro de espacio considerable. Es necesario mencionar que el área de transferencia de calor del aerocondensador abarca los equipos necesarios para disminuir la temperatura del refrigerante, es decir, considera toda la instalación como se muestra en la figura 50. Por este motivo, se elige al condensador de placas junto con la torre de enfriamiento para el ciclo IDEA 100.

A modo de conclusión para este análisis de resultados, se determina que con base en los resultados de los cálculos y tomando en cuenta la metodología descrita anteriormente, se selecciona a los intercambiadores de calor de placas junto a la torre de enfriamiento para el ciclo en cuestión (escenario 1), haciendo hincapié en que esta selección es solo para el sistema descrito y para las condiciones del sitio en donde se pretende instalar, ya que al depender de tantas variables, los resultados pueden cambiar drásticamente.

Conclusiones

En este capítulo se describió la metodología de cálculo del sistema de intercambio de calor tomando en cuenta las condiciones a las que serán sometidos los equipos y considerando las diferentes correlaciones que rigen a los intercambiadores de calor de placas para poder seleccionar las más adecuadas al tipo de flujo. Asimismo, se mencionaron los parámetros necesarios para dimensionar los intercambiadores de calor de tubos y coraza siguiendo las configuraciones según la norma TEMA. Para los aerocondensadores y las torres de enfriamiento se tomaron en cuenta los datos del sitio en donde se pretenden instalar los ciclos, debido a que los valores de la temperatura, velocidad y humedad cambian dependiendo del lugar. Posteriormente se realizaron los cálculos correspondientes para determinar las dimensiones de los equipos, se obtuvieron los datos y se hizo un análisis de resultados de estos.

Al analizar los resultados se obtuvieron observaciones muy interesantes, comenzando por los evaporadores de tubos y coraza, donde se comprobó que, al proponer dos equipos con los mismos fluidos, pero situados en diferentes cavidades, es decir, la salmuera en los tubos y el refrigerante en la coraza y viceversa, los resultados son diferentes, indicando que el área de transferencia de calor es mayor cuando la salmuera se encuentra dentro de la coraza. No obstante, al tener esta configuración, la limpieza es más sencilla, ya que el intercambiador fue elegido para que el cabezal pueda desmontarse y de esta manera poder realizar el mantenimiento de manera más eficiente. Otra de las observaciones que vale la pena mencionar, es que las caídas de presión son mayores al tener a la salmuera como fluido en cualquiera de los lados. Así que, teniendo esto en mente, se determinó que debido al gran tamaño que representa el evaporador con salmuera por la coraza, se eligió como

mejor opción a su contraparte, aunque el tema de la limpieza sea un problema a la postre, lo cual se podrá solucionar mediante los métodos de prevención que se mencionarán en el siguiente capítulo.

Comparando a los intercambiadores de calor de placas con los de tubos y coraza, independientemente de su función (evaporar o condensar), se demostró que el primer equipo es más compacto que el segundo, debido a la disposición de las placas. A pesar de esto, las caídas de presión son mayores en este intercambiador, sin embargo, entran dentro del rango permisible de ≤ 10 psi. Además, como punto extra, las eficiencias en estos equipos son mayores. Con estas razones de por medio, se consideró que el equipo adecuado para los ciclos binarios son los intercambiadores de calor de placas.

En el caso de los aerocondensadores y las torres de enfriamiento, el punto clave de comparación fue el gasto másico de aire y por consiguiente el área, Con lo que se comprobó que el aerocondensador ocupa más aire para condensar directamente el refrigerante, mientras que la torre de enfriamiento requiere menos, gracias a que el agua ocupa un papel muy importante al disminuir la temperatura del refrigerante. Por este motivo se seleccionó a la torre de enfriamiento como método para condensar el fluido de trabajo junto con el intercambiador de placas, esto siempre que se cuente con una fuente de agua continua, ya que si no se dispone de esto, la mejor opción es el aerocondensador.

Finalmente, se llegó a la conclusión de que la mejor configuración para los ciclos IDEA 10 e IDEA 100, es el evaporador y el condensador de placas, junto con la torre de enfriamiento. Esto debido en gran medida al poco espacio que ocupan y a la eficiencia que proporcionan.

Capítulo 4. Mantenimiento de los intercambiadores de calor

El objetivo de este capítulo es estudiar el impacto de la salmuera en el evaporador de un ciclo binario y proponer algunas medidas de mantenimiento y operación del sistema, con base en la experiencia de operar un ORC con salmuera geotérmica a 8.5 bar y 170 °C. Dado que, al utilizar el recurso geotérmico, se corre el riesgo de obtener precipitaciones de sílice dentro del intercambiador de calor, si se reduce considerablemente la temperatura a la salida del equipo (temperaturas menores a 70 °C), mismas que pueden provocar obstrucciones en los equipos y comprometer el buen funcionamiento del sistema. Por esta razón, resulta imperante, conocer las implicaciones del uso de salmuera en sistemas ORC, tanto en la selección de los materiales correctos para el diseño de los evaporadores, como en su operación a diferentes rangos de temperatura y las posibles medidas de mitigación de daños por incrustación y corrosión, inherentes al manejo de esta sustancia. Los trabajos de mantenimiento preventivo y correctivo de estos equipos resultan importantes para garantizar el buen funcionamiento del sistema, así como para prolongar su vida útil.

El uso de la geotermia se ha desarrollado a lo largo de los años, desde la generación de la energía eléctrica hasta su aprovechamiento para la implementación de usos directos. Por lo que es necesario tener claro cuáles son los obstáculos a los que se enfrenta al disponer de este recurso. Al utilizar salmuera en los procesos (cualquiera que sea) se encuentra con una serie de problemas que pueden costar grandes cantidades de dinero y tiempo perdido si no se resuelven previamente. Entre los más destacados se enlistan: incrustaciones, corrosión, caída de presión y la más importante, la precipitación de sílice. Estos inconvenientes ocurren a lo largo de todo el sistema de tuberías y dispositivos, por esta razón es de suma importancia diseñar y seleccionar correctamente los equipos a utilizar, así como instalarlos adecuadamente y darles el mantenimiento necesario.

Dentro de los intercambiadores de calor empleados en geotermia, los más comunes son de tubos y coraza y de placas. Su selección depende de varios factores como el espacio disponible, temperaturas, presiones y la facilidad de mantenimiento. En este trabajo se hablará únicamente de los problemas que se pueden hallar en los intercambiadores de calor al utilizar salmueras de media

a baja entalpía, sin embargo, se dará un panorama general para representar la situación en la que se encuentran la mayoría de las plantas geotérmicas. Asimismo, se describirán los métodos de prevención y las técnicas de mantenimiento más utilizadas y eficaces. Esto con el fin de poder comparar cada una de ellas y elegir la que mejor se adecue a la aplicación requerida.

Características de la salmuera y principales problemas asociados

Al trabajar con fluidos como salmuera se debe tener en mente los tipos de elementos que la componen, pues de esto depende su comportamiento a diferentes temperaturas y presiones. Los principales son: Sílice, cloruro, carbonato, bicarbonato, arsénico, hierro, calcio y boro. Cabe mencionar que el tipo y las partes por millón de cada elemento dependen de cada pozo, por lo que es muy difícil saber con claridad la gravedad de los problemas que puede causar cada uno. Entre los tipos más importantes están la sílice y los carbonatos, pues estos pueden causar precipitados a lo largo de todo el recorrido. Esta es una de las cuestiones más preocupantes al utilizar este fluido, sin embargo, existen otros factores importantes a considerar, como es el caso de las incrustaciones, las cuales van de la mano de los precipitados y por consiguiente de la corrosión.



Figura 76. Incrustación en tuberías geotérmicas. A la izquierda, precipitados de CaCO_3 en una tubería que transporta agua geotérmica de baja entalpía en Nigrita, Grecia. A la derecha, precipitados mixtos de sílice y sulfuro en tuberías de reinyección de la planta geotérmica de Milos, Grecia (Andritos, Karabelas, & Koutsoukos, 2002).

Al tener diversos elementos en la salmuera es de esperarse que algunos de estos no se encuentren totalmente disueltos, lo que representa sólidos suspendidos que pueden ocasionar incrustaciones en los equipos e incluso taponamientos dentro de las tuberías. En el caso de los intercambiadores, este tipo de partículas generan grandes complicaciones, dado que al adherirse dentro de los equipos reducen el área por donde circula el fluido, produciendo grandes caídas de presión, provocando que los intercambiadores no trabajen de manera adecuada.

En cuanto a la precipitación de la sílice, ésta comienza a la salida del pozo, ya que al interior del mismo la temperatura es tan alta que la solubilidad es mayor, pero a medida que fluye dentro de las tuberías, la temperatura disminuye considerablemente, lo que ocasiona que se incruste en las mismas. En los campos geotérmicos podemos encontrar dos tipos de incrustaciones formadas a altas temperaturas sobre las superficies de los equipos, combinadas con gruesas capas de productos de corrosión o depósitos minerales insolubles en agua (Valdéz B. , y otros, 2013). Las dos formas de sílice más relevantes son el cuarzo y la sílice amorfa. La sílice amorfa es la que causa mayores problemas cuando precipita en equipos de superficie tales como tuberías, separadores, intercambiadores de calor y pozos de reinyección. (Soto, 2019)

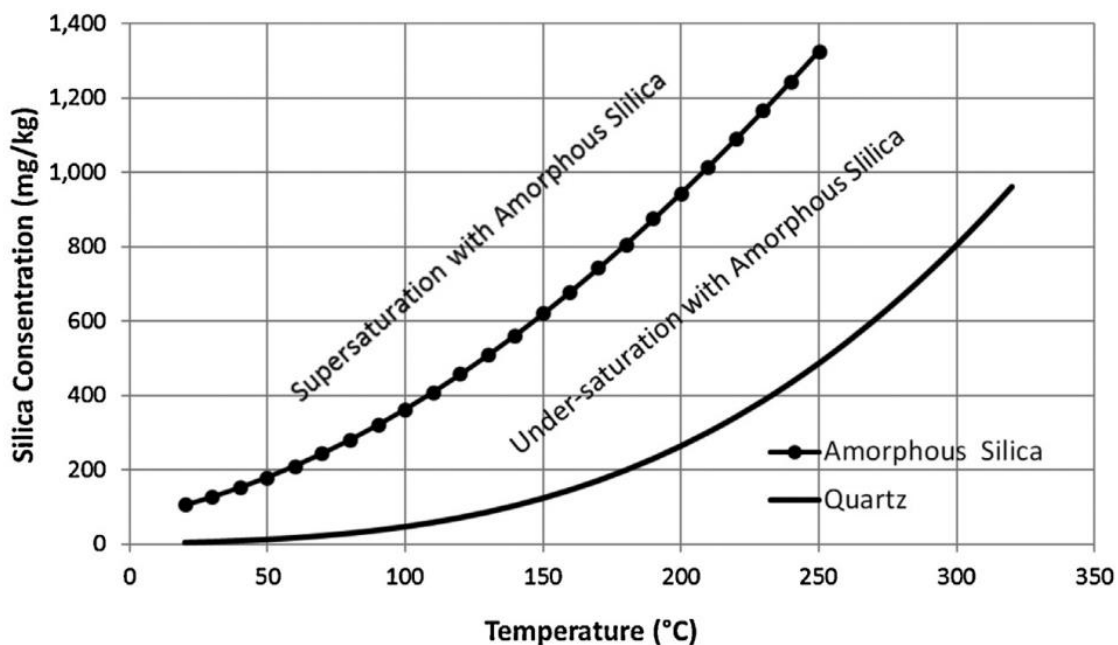


Figura 77. Concentración de sílice vs temperatura (Zarrouk, Woodhurst, & Morris, 2014).

En la figura 77 se muestra una gráfica que representa la solubilidad de la sílice a diferentes temperaturas, indicando el tipo que se puede formar a esas condiciones. Para este trabajo, el área de interés es la sílice amorfa, que es más insoluble a medida que disminuye la temperatura. La figura 78 señala que el pH es otro factor relevante para la precipitación de sílice, donde a pH mayores la velocidad de la precipitación aumenta. Este dato posteriormente será tomado en cuenta como método de prevención.

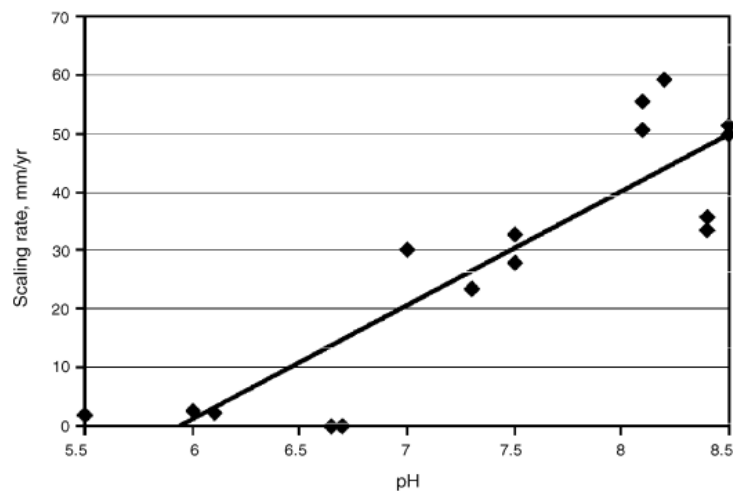


Figura 78. Velocidad de precipitación de sílice vs pH (Gallup & Barcelon, 2005).

Métodos de prevención

Como principal método se tiene a los filtros, los cuales se colocan dentro de las tuberías para evitar el paso de cualquier partícula no disuelta. Regularmente se utilizan con cedazos hechos de acero inoxidable 316, con una distancia entre hilos de 1mm, mientras que el material del filtro puede ser de acero al carbono o de acero inoxidable, el uso de éstos depende del presupuesto que se tenga, debido a que el acero inoxidable tiene un costo más alto, sin embargo se compensa con una mayor vida útil. La limpieza se realiza al menos una vez por semana, para evitar que se formen taponamientos en el filtro. Este utensilio también se puede colocar a la entrada de los intercambiadores de calor como segunda medida de prevención. A manera de muestra se incluye la figura 80, donde se observan los diferentes tipos de cedazos (mallas) en diferentes medidas, micrómetros, milímetros y pulgadas.

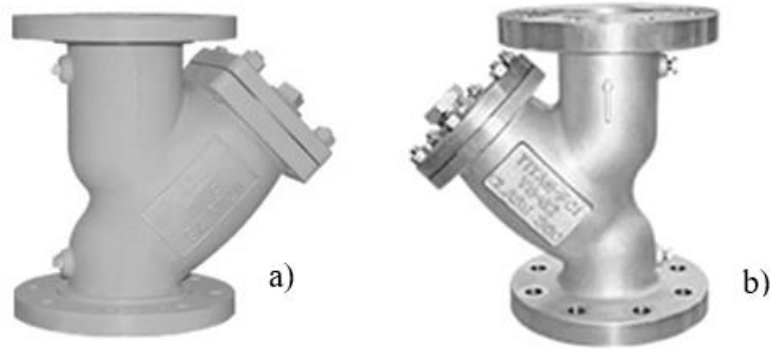


Figura 79. Filtros tipo Y, a) acero al carbono, b) acero inoxidable (Termotran, 2022).

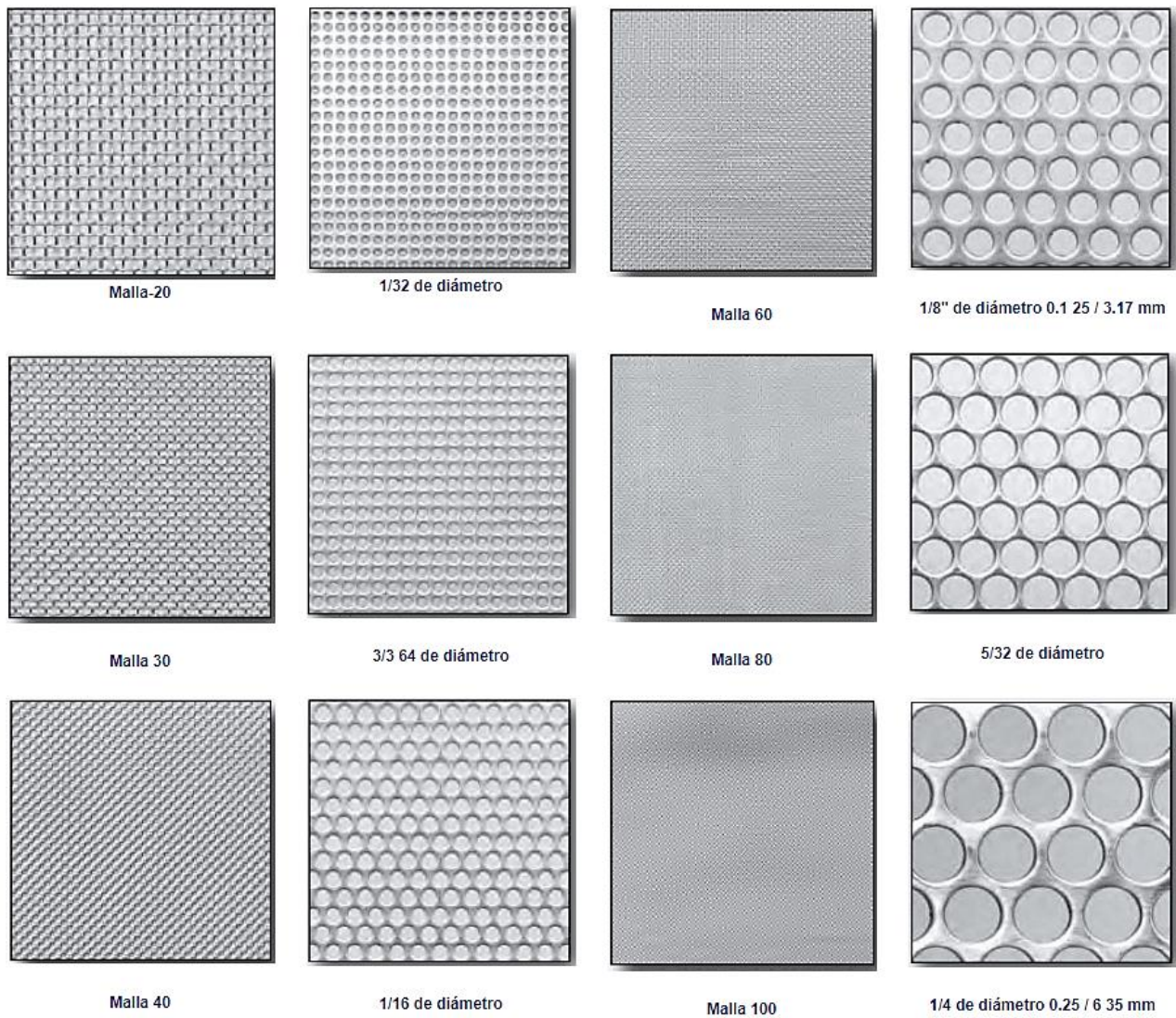


Figura 80. Tipos de mallas utilizadas para filtros (Termotran, 2022).

Para mitigar el daño por corrosión, el primer paso es seleccionar adecuadamente los materiales a usar en el equipo. Al tener como recurso a la salmuera, no todos los materiales son resistentes a los agentes corrosivos que se encuentran en ella, por lo que normalmente se utilizan materiales como acero inoxidable 316 o titanio. Actualmente se han tenido buenos avances en cuando al desarrollo de nuevos materiales para el manejo de salmuera. Entre los más prometedores están las aleaciones 904L, 31, 59, Hastelloy C276, Hastelloy S, Hastelloy G, Inconel 625, Inconel 600, Incoloy 825, titanio grado 2, Ti50A, TiCode12, Ti0.2Pd, Carpenter 20Cb3 y Carpenter 7Mo (Conrad, Carter, & Cramer, 1983), (Mundhenk, y otros, 2013) & (McCowley, Cromer, Riley, Carter, & Needham, 1981).

En cuanto al diseño del intercambiador se debe tener en cuenta las temperaturas de entrada y de salida de la salmuera, pues si se tiene un ΔT muy alto, se corre el riesgo de que la sílice se precipite a la salida del equipo. Por dicha razón es importante tener a consideración los posibles cambios de temperatura del fluido. De esta manera se evitarán las caídas de presión en el sistema, así como los taponamientos en el intercambiador.

Una de las acciones más usadas para evitar la precipitación de sílice es la modificación de pH en la salmuera. Consiste en reducirlo agregando ácido sulfúrico, de tal manera que la velocidad de precipitación de sílice sea menor (Figura 78). Este método trae consigo ciertas consecuencias, dado que, al utilizar ácido en la mezcla éste puede corroer las tuberías por donde circula, por este motivo debe aplicarse tomando en cuenta las condiciones del sitio y del recurso geotérmico.

Tabla 31. Velocidad de la precipitación de sílice con modificación de pH con datos de (Gallup D. , 1996).

Presión [kPa]	Temperatura [°C]	Ppm del ácido	pH de la salmuera aguas arriba	pH de la salmuera aguas abajo	Velocidad de precipitación [mg/kg]
275	150	0	5.8	5.6	42.5
		100	5.9	5.4	32.8
		155	5.9	4.3	9.5
		185	5.9	3.9	4.6

En la tabla anterior se muestran los resultados obtenidos por (Gallup D. , 1996), quien realizó un artículo donde describe y lleva a cabo la metodología de modificación de pH para salmuera geotérmica. El proceso se realizó a diferentes temperaturas y presiones, pero los resultados más interesantes fueron a 275 kPa y 150 °C, donde se modificó las partes por millón del ácido, obteniendo así menores velocidades de precipitación en mg de sílice por kg de salmuera.

Otra de las soluciones es el uso de inhibidores en la salmuera. Este método consiste en agregar aditivos químicos, los cuales retardan el crecimiento de los cristales, disminuyendo la velocidad de precipitación de sílice. Entre los compuestos más utilizados están los polímeros de acrilato, oxietilenos, sulfonatos, ácidos carboxílicos y sosa caustica (Gallup & Barcelon, 2005). A diferencia de la modificación de pH, los inhibidores no causan corrosiones significantes en las tuberías, debido a que no usan ácidos fuertes (Ikeda & Ueda, 2017).

Tabla 32. Velocidad de precipitación de sílice con inhibidores con datos de (Gallup & Barcelon, 2005).

Inhibidor	Dosis [ppm]	Velocidad de precipitación [mm/año]	% de inhibición
A	5	17.8	36.7
A	10	31	0
B	5	21.2	24.6
B	5	22.2	21
B	10	24.4	13.2
H ₂ SO ₃	25	1.77	93.7

Gallup & Barcelon realizaron una investigación de inhibidores orgánicos para control de sílice en salmueras geotérmicas. En el estudio pusieron a prueba a diferentes tipos de inhibidores, entre ellos está GEBetz quien cuenta con distintas formulaciones (A, B y H₂SO₃). La salmuera empleada en su estado natural se encuentra a 7.5 pH, con una velocidad de precipitación de sílice de 28.1 mm al año, y al utilizar inhibidores, ésta disminuye desde 24.4 hasta 1.77 mm/año. El resultado del porcentaje de inhibición depende en gran medida de la dosis empleada, pues al aumentar las partes por millón adicionadas al recurso geotérmico, aumenta la efectividad y, por lo tanto, disminuye la velocidad de precipitación de la sílice. Esto puede verse claramente en la siguiente tabla, donde se muestra que el inhibidor H₂SO₃ tiene un porcentaje de inhibición del 93.7% con una dosis de 25 partes por millón, obteniendo de esa manera una velocidad de 1.77 mm al año.

Mantenimiento

Gracias a los diversos problemas que se tienen en los campos geotérmicos, el mantenimiento en los intercambiadores de calor no es sencillo, sobre todo si se tienen incrustaciones dentro de éstos. La metodología de limpieza es diferente en cada equipo, dependiendo de su configuración. Para intercambiadores de placas con juntas y empaques el mantenimiento es relativamente fácil, sólo se requiere desmontar y limpiar individualmente cada placa, y de ser necesario se pueden remplazar fácilmente. En el caso de los intercambiadores de tubos y coraza, el mantenimiento más exhaustivo se realiza en los tubos, debido a que la salmuera circula dentro de ellos. Mediante inyección de agua se logra retirar la mayoría de las incrustaciones (Zarrouk, Woodhurst, & Morris, 2014), sin embargo, también se utilizan químicos para desprender los elementos que quedan atrapados en las profundidades del equipo.



Figura 81. Limpieza de intercambiador de calor de tubos (Ibid, 457).

La frecuencia de limpieza en los intercambiadores de calor es fundamental para la buena operación del sistema, ya que de esto depende la cantidad de sílice que se puede incrustar en los equipos y por consiguiente disminuye el área de transferencia de calor. En la siguiente tabla se muestran tres casos de diferentes plantas, donde la frecuencia de limpieza es distinta, así como el tipo de incrustación.

En el primer caso se tiene a Tuztla, campo geotérmico con presencia de silicato de magnesio y hierro; debido a que estos elementos no se incrustan fácilmente como la sílice, la frecuencia de limpieza es cada mes cuando no se hace uso de inhibidores y seis meses cuando se utilizan. Mientras que en la planta binaria de Wairakei se cuenta con sílice monomérica, por lo que se requiere realizar la limpieza dos veces por año para evitar incrustaciones. Por otro lado, se tiene a Rotorua, campo geotérmico en donde no se ha reportado corrosión relevante en los intercambiadores de calor de tubos, por lo que después de 15 años no se realizaron mantenimientos ni limpieza dentro de los equipos. Aunque se ha observado una disminución en el área interna del intercambiador, el primer mantenimiento se realizó en 2009. (Steins & Zarrouk, 2012)

Tabla 33. Velocidad de deposición en intercambiadores de calor geotérmicos y su frecuencia de limpieza (Zarrouk, Woodhurst, & Morris, 2014).

Campo	Tipo de incrustación	Frecuencia de limpieza (sin inhibidor)	Frecuencia de limpieza (con inhibidor)
Tuztla, Turquía	Silicato de Mg/Fe	1 mes	6 meses
Wairakei, Nueva Zelanda	Sílice monomérica	6 meses	0
Rotorua, Nueva Zelanda	Sedimento de sílice	15 años	0

En cuanto a los intercambiadores de placas soldadas, el problema radica en que no pueden abrirse, por lo tanto, se debe hacer circular por todo el sistema la sustancia de limpieza. El químico que se requiere para desprender la mayoría de las incrustaciones es el ácido fosfórico y la sosa caustica, estos dos por separado obtienen grandes resultados, pero se ha observado que, al hacer circular la sosa diluida en agua caliente por un periodo de 8 horas, da mejores resultados.

Al lidiar con inconvenientes relacionados a la salmuera, se debe tener en mente que, si no se llevan a cabo los métodos de prevención, en cualquier momento se pueden tener fallas en los equipos, lo

que puede causar paradas de producción inesperadas. Esto aunado a la frecuencia de mantenimiento que se tiene dependiendo del tiempo de operación del sistema.

A continuación, se describirá el procedimiento para realizar la limpieza en los intercambiadores de calor de placas del ciclo binario IDEA 10. Cabe señalar que el sistema estuvo almacenado por más de 12 meses, lo que ocasionó que el fluido confinado en los equipos se incrustara, por lo que se tuvo que realizar el mantenimiento descrito a continuación.



Figura 82. Mantenimiento de intercambiador de calor.

El mantenimiento se llevó a cabo en un lugar abierto y ventilado, manipulando el intercambiador mediante eslingas y polipasto; se vertió el ácido fosfórico dentro del equipo, se balanceó para cubrir todos los espacios dentro del mismo y se dejó actuar por 6 horas. Una vez pasado el tiempo adecuado, se volteó el intercambiador para escurrir todo el ácido y se observó que el químico aflojó algunas incrustaciones que fueron removidas con una extensión tipo garra.

Posteriormente se enjuagó el equipo con agua corriente hasta que el color de ésta se tornó claro. Para cerciorarse de que el intercambiador se encontrara completamente limpio, se hizo circular alcohol isopropílico a contraflujo durante 35 minutos. Cabe señalar que en las conexiones se colocaron filtros para corroborar que el alcohol funcionaba adecuadamente y en estos se encontraron

pequeños residuos después de la primera recirculación, en la última recirculación no se encontraron partículas. Al final se inyectó aire seco para retirar cualquier líquido restante.

Con este mantenimiento se corroboró que el equipo se encuentra en buenas condiciones, sin fugas y sin incrustaciones, por lo que se sugirió realizar el mantenimiento dos veces por año, cambiando los filtros de las tuberías constantemente para evitar incrustaciones por sólidos no disueltos. Actualmente se está contemplando la implementación de ácido sulfúrico para reducir el pH en la salmuera, por lo que se presentará un estudio comparativo en donde se tomará a consideración el costo y la frecuencia de mantenimiento.



Figura 83. Pruebas operativas IDEA 10.

Para la realización de este trabajo se tomó en cuenta la experiencia previa en un ORC con salmuera a 8.5 bar y 170 °C donde se tuvieron algunos problemas de incrustaciones y precipitación de sílice. Dicha práctica se llevó a cabo en el campo geotérmico de Domo San Pedro en Nayarit, donde se realizaron las pruebas operativas del ciclo IDEA 10, figura 83.



Figura 84. Conexión de las líneas de salmuera.

Para efectuar las pruebas operativas, el fluido energético se tomó del cabezal a la salida del pozo y se conectó al ciclo de 10 kilowatts y al silenciador como se muestra en la imagen anterior. El sistema operó bajo las condiciones del balance mostrado en la figura 64, por cinco días en periodos de 10 horas continuas, operando el quinto día 15 horas seguidas.



Figura 85. Ciclo IDEA 10 operando de noche.

A lo largo de la prueba se presentaron algunos inconvenientes, el más importante fue la caída de presión en el evaporador. Esto se observó al tomar las mediciones de presión a la entrada y a la

salida del lado caliente (salmuera), ya que la presión de entrada registrada fue de 8 bar, mientras que la de salida fue de 4 bar. Claramente se puede notar que la caída de presión es grande, pues se esperaba una presión a la salida no menor a 7 bar, lo que ocasionó una reducción en el área del intercambiador de calor y, por lo tanto, disminuyó la eficiencia del mismo. El diagnóstico del fallo fue el dimensionamiento del intercambiador, pues resultó más pequeño de lo que se requiere, debido a que se tomó en cuenta únicamente la carga térmica al realizar los cálculos, por esta razón, se tuvo la necesidad de redimensionar los intercambiadores de calor del ciclo de 10 kW en esta tesis.

El evaporador adquirido inicialmente fue de 9.41 m² de área de transferencia de calor, mientras que el redimensionado dio como resultado 24 m², 2.5 veces mayor al probado en campo, esto indica que el primer intercambiador no era el adecuado para el proceso, pues la cantidad de fluido es mayor para lo que puede manejar. Además, en las líneas de tubería de salmuera no se contaba con filtros para evitar el paso de sólidos suspendidos a los equipos, lo que pudo ocasionar que las caídas de presión aumentaran. Estos problemas se vieron reflejados en la potencia eléctrica producida por el ciclo, pues de los 10 kilowatts esperados, solo se obtuvieron 6 kW.

Las soluciones para los problemas presentados en campo son, primeramente, colocar al menos un filtro en la tubería de salmuera a la entrada del evaporador y remplazar el intercambiador de calor por un equipo con la capacidad adecuada. Como segunda medida, se recomienda realizar la limpieza de los intercambiadores después de su uso y antes de ser almacenados, pues si se omite, puede causar serios problemas de incrustación que serán difíciles de retirar después de cierto tiempo.

Dado que los intercambiadores de calor son parte fundamental del ciclo binario, es importante conocer los métodos de prevención para mitigar los problemas que se puedan presentar en la operación, asimismo, se deben determinar los costos de los mismos para tomar una mejor decisión al momento de realizar el mantenimiento. Es por esto que en este trabajo se realizó un estudio en donde se consideró el uso de inhibidores y de ácido para cambiar el pH de la salmuera, disminuyendo de esta manera la precipitación de sílice y logrando una frecuencia menor de mantenimientos al año. De igual manera, se toma en cuenta el caso en donde la precipitación de sílice no se controla con químicos, con el fin de tener un valor de referencia.

Para el desarrollo se tomaron en cuenta los siguientes datos: 10 años de vida útil, factor de planta del 85%, costo de mantenimiento de \$5,500, costo de ácido sulfúrico 0.12 \$/ton y costo de los inhibidores 0.56 \$/ton (Ikeda & Ueda, 2017) & (Tapia, 2007). Considerando el factor de planta, se cuenta con 7446 horas trabajadas al año y 1314 hora en las cuales se puede realizar mantenimiento. El tiempo requerido para realizarlo es de aproximadamente 15 horas, por lo que, si se pretende hacer dos veces por año, no causaría mayores problemas siempre y cuando esté programado.

En el caso del uso de inhibidores y ácido, el mantenimiento se llevará a cabo sólo una vez al año, ya que estos químicos retrasarán la velocidad de precipitación de la sílice. En el sistema ORC estudiado, la salmuera que entra al sistema es de 5000 kg/h, con este dato se puede estimar el costo de ácido e inhibidores necesarios para nuestra configuración.

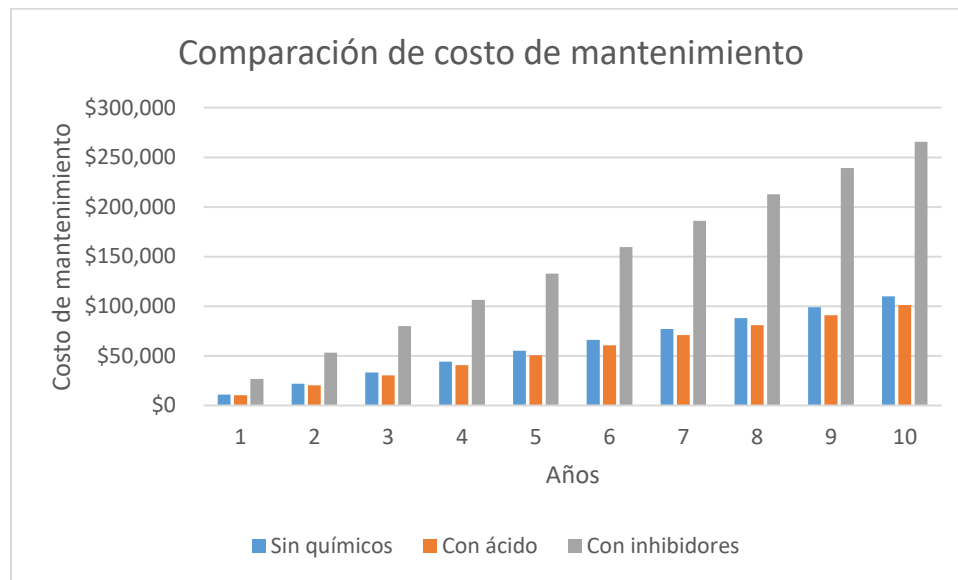


Figura 86. Comparación de costo de mantenimiento.

En la figura 86 se muestra una gráfica comparativa en la que se puede observar tres escenarios distintos. El mantenimiento sin químicos es el que se ha realizado previamente, dos veces por año, teniendo un costo anual de \$11,000, con un gasto final de \$110,000 al terminar la vida útil del evaporador, mientras que el mantenimiento con inhibidores tiene un costo mucho mayor, aproximadamente \$26,580 el primer año ya contando con el costo del mantenimiento realizado, es

decir, el monto del uso de inhibidores es de \$21,080, lo que en diez años se traduce a \$265,793 incluyendo los servicios de mantenimiento. En esta comparativa también se incluye la disminución de pH con ayuda de ácido sulfúrico, que resulta muy atractiva económicamente, pues al utilizarla solo se requerirá hacer el mantenimiento una vez al año con un costo aproximado de \$10,100. Cabe señalar que, para evitar la polimerización de la sílice, se debe tener un valor de pH entre 3.5 y 7.3, sin embargo, según (Tapia, 2007), los valores aceptables de pH deben ser menores a 5.5.

Debido a que en Grupo IIDEA se llevan a cabo diversos proyectos relacionados con los usos directos de la geotermia, se han tenido diferentes experiencias al usar salmuera geotérmica, específicamente la obtenida en Domo San Pedro. Uno de los proyectos relevantes es el Deshidratador de Alimentos, el cual trabaja con el mismo fluido energético descrito en este trabajo. En su sistema se tuvo presencia de incrustación de sílice en las tuberías, ocasionado por la falta de mantenimiento y las pocas medidas de prevención tomadas. Este problema se ve claramente representado en la figura 87, donde se observan dos fotos, a la izquierda se encuentra la tubería limpia, mientras que a la derecha se tiene la misma línea, pero con un severo problema de precipitación de sílice. Es imperante mencionar que esta tubería se encuentra a la salida de un intercambiador, donde el proceso de transferencia de calor no se tomó en cuenta en el balance de masa, por lo que la diferencia de temperaturas fue muy alta, lo que ocasionó una polimerización de sílice repentina. Aunado a esto, se tuvieron caídas de presión en el equipo debido al taponamiento a la salida del intercambiador de calor, lo que a su vez afectó al rendimiento del sistema.



Figura 87. Incrustación y precipitación de sílice.

La primera medida que se llevó a cabo fue colocar filtros en la tubería de entrada para disminuir la cantidad de partículas no disueltas, también se verificó las temperaturas y los gastos de la salmuera para evitar grandes ΔT . Para corregir los daños en los intercambiadores de calor, se realizó el mantenimiento correctivo de los mismos, haciendo circular una mezcla de sosa caustica y agua caliente, con lo que se logró extraer la mayoría de las incrustaciones. Mientras que en las tuberías se tuvo que realizar un mantenimiento mecánico para retirar la mayor cantidad de sílice precipitada. Como paso final se hizo circular ácido fosfórico en el equipo para completar la limpieza.



Figura 88. Retiro de incrustación en tubería.

Conclusiones

El uso del recurso geotérmico trae consigo grandes retos que se deben enfrentar, pues de esto depende el buen funcionamiento de los equipos. Hoy en día existen diferentes soluciones para reducir los problemas causados, entre las más conocidas se encuentran el cambio de pH, el uso de inhibidores y la selección correcta de materiales. La decisión de emplear cualquiera de éstos depende

de las características de la salmuera y el presupuesto que se tenga. Como ejemplo tenemos el uso del acero inoxidable 316, que tiene una buena resistencia a la corrosión, sin embargo, tiende a corroerse con el tiempo y puede ser comparado con el titanio que tiene una vida útil mayor, no obstante, el costo de este material es el doble.

Algunos estudios han comparado el uso de los inhibidores y el cambio de pH, en estos se muestra que al modificar el pH se reduce hasta el 90% la incrustación, pero se corre el riesgo de ocasionar corrosión en los materiales, mientras que los inhibidores son menos eficientes (Ikeda & Ueda, 2017) & (Tapia, 2007). Para el caso del sistema ORC presentado en este trabajo, la mejor opción es el uso de ácido sulfúrico para disminuir el pH de la salmuera, de esta manera se logra reducir la frecuencia de mantenimiento, así como los costos.

En conclusión, existen diferentes técnicas para mitigar los daños causados en los intercambiadores de calor usados en sistemas ORC, así como en otras aplicaciones en donde el fluido empleado es salmuera. La mejor opción es utilizar un conjunto de métodos para reducir cualquier problema que se pueda presentar, pero debido a las diferentes concentraciones de salmuera es muy difícil proponer un conjunto único, por lo que se debe realizar un estudio químico del fluido para determinar cuál es el mejor camino por seguir. Considerando esto, se recomienda realizar el mantenimiento preventivo como mínimo una vez al año, con ayuda de desincrustantes como el ácido fosfórico. Además, se aconseja el uso de filtros a la entrada del evaporador para retener cualquier partícula.

Capítulo 5. Análisis económico de intercambiadores de calor para ORC

Para determinar si un equipo es el idóneo para los ciclos Rankine orgánicos, se debe realizar un análisis térmico de las configuraciones, tomando en cuenta las eficiencias, áreas de transferencia de calor, materiales, dimensiones, etcétera. Pero, otro factor importante es el costo de los componentes, por lo que en este capítulo se presentará el análisis económico de las configuraciones descritas en el capítulo 3, tomando en cuenta la información recaudada del mercado de cada equipo. Asimismo, se evaluará el caso de la nula disponibilidad de agua, considerando el uso de aerocondensadores, o bien la compra de pipas de agua para abastecer el sistema de enfriamiento.

Ciclo IDEA 10

Como se mencionó al inicio de este trabajo, el nivel de madurez en este proyecto es alto debido a que ya se encuentra instalado y en la fase de comercialización. Por lo que en esta sección se hará una evaluación de los equipos adquiridos, dejando el análisis de todos los componentes descritos en el capítulo 3 para el ciclo IDEA 100.



Figura 89. Ciclo IDEA 10 instalado

En la figura 89 se encuentran las fotos de la instalación del ciclo de 10 kW, con los equipos montados en el bastidor color rojo, teniendo la distribución mostrada en la siguiente imagen, donde se observa que los componentes fueron colocados de tal manera que se optimizó el espacio, con el fin de que el ciclo sea lo más compacto posible, debido a que se pretende que sea modular. La instalación y pruebas se realizaron en Domo San Pedro, Nayarit. Cabe aclarar que se utilizó una torre de enfriamiento para completar el sistema de intercambio de calor, conectada al condensador, situado en la parte izquierda de la figura 90.

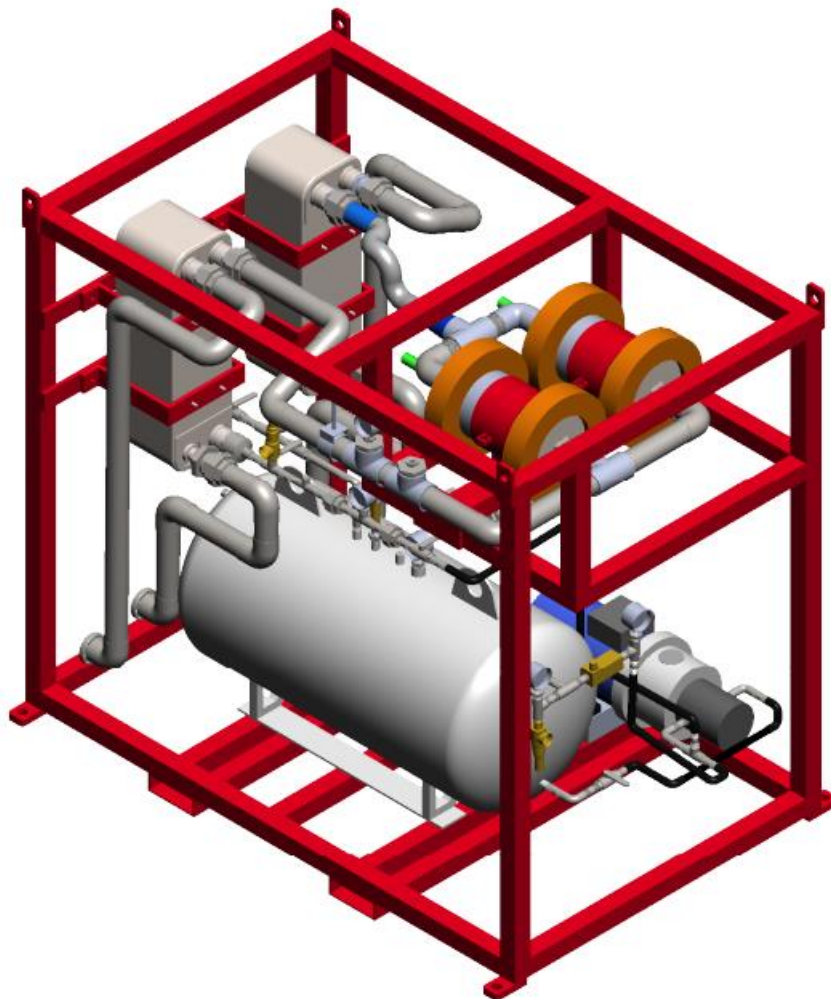


Figura 90. CAD Ciclo IDEA 10 (Grupo IDEEA, 2018).

Los equipos adquiridos para el sistema de intercambio de calor se enlistan en la siguiente tabla, donde se incluyen el proveedor y los costos en dólares. En necesario resaltar que todos los costos incluyen el IVA.

Tabla 34. Costos de los equipos del ciclo IDEA 10 (escenario 1).

Equipos	Proveedor	Costo
Evaporador	Alfa Laval	\$ 2,707.50
Condensador	Alfa Laval	\$ 2,707.50
Torre de enfriamiento	Froztec	\$ 13,987.65
Total		\$ 19,402.65

En primera instancia, se puede observar que la compra que requiere más inversión es la torre de enfriamiento, que representa el 72% del costo total del sistema (figura 91). A este valor se le debe sumar el costo del agua de enfriamiento si no se dispone con este recurso. Por lo tanto, se propone la compra de agua mediante pipas. Este costo puede obtenerse del trabajo de (García M. , 2021), quien comenta que “Se cotizó con diferentes empresas de pipas, y se eligió a una empresa que su pipa de 18,000 litros tiene un costo de \$800 MXN. La empresa cuenta con pipas de 4,000, 8,000 y 12,000 litros con costo de \$300, \$400 y \$500 MXN respectivamente.” Cabe señalar que esta cotización se realizó para Domo San Pedro.

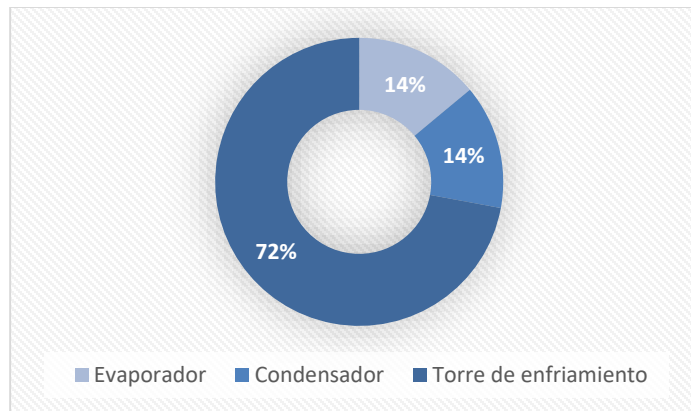


Figura 91. Costo del sistema de transferencia de calor ciclo IDEA 10.

Del balance de masa y energía de la figura 64, se obtiene el gasto másico necesario para la torre de enfriamiento, que es 23,281 kg/h, pero no se debe olvidar las pérdidas que se tienen debido al

arrastre, las purgas y la evaporación, que son 0.13 kg/s, es decir 468 kg/h. Entonces, la primera compra a considerar es de 23,281 litros, que es el agua que estará circulando por la torre de enfriamiento y el condensador. Este costo inicial es de 1,000 pesos, debido a la compra de dos pipas de 12,000 litros. Por otro lado, se requieren 468 l/h para reponer las pérdidas, lo que representa 11,232 l/día, o bien, si se considera un factor de planta del 85%, resultan 7,446 horas al año. Esto es términos de agua, son 3,484,728 l/año, por lo que se supone la compra de pipas de 12,000 litros a un costo de \$500, en consecuencia, se obtiene un costo de \$145,000 al año. Sumando el valor inicial y el de repuesto, se obtiene un costo total de 146,000 pesos. En consecuencia, si no se dispone de agua, el costo total del sistema de transferencia de calor es 535,042.35 pesos, o bien 26,684.07 dólares.

Respecto al aerocondensador, se cuenta con la información del proveedor Esindus, quien cuenta con un equipo de 4 ventiladores, los cuales requieren una potencia de 4 kW. El precio del aerocondensador es de \$20,000 dólares sin incluir el costo de envío. Con estos datos, se puede hacer la comparación del escenario 1 con el 3. Donde se observa que, si se dispone de una fuente continua de agua de enfriamiento, se puede hacer uso del escenario 1 (tabla 34) con un costo de \$19,402.65, mientras que al utilizar el arreglo de la tabla 35, el costo aumenta 3,304.85 dólares. Sin embargo, en los casos donde se requiere la compra de abastecimiento de agua, el precio aumenta a \$25,684.07, lo que indica que la mejor opción es el escenario 3, esto siempre y cuando se cuente con el espacio requerido para su instalación.

Tabla 35. Costo ciclo IDEA 10 con aerocondensador (escenario 3).

Equipo	Fabricante	Tipo	Costo
Evaporador	Alfa Laval	Placas soldadas	\$ 2,707.50
Aerocondensador	IMSI	Tubos aletados	\$ 20,000.00
		Total	\$ 22,707.50

Otro punto importante a considerar es la potencia requerida por los ventiladores, pues la torre de enfriamiento únicamente requiere 1.5 kW, mientras que el aerocondensador demanda más del doble (4 kW). Esto se ve directamente reflejado en la potencia neta del ciclo, ya que, de los 10 kW producidos, se debe contemplar el uso del porcentaje utilizado por los equipos de transferencia de

calor. Por ejemplo, si se decide instalar un aerocondensador en el ciclo, este representará el 40% de la potencia, obteniéndose únicamente 6 kilowatts netos. O bien, si se contempla desde el balance de masa y energía, la solución es generar más de 10 kW para poder producir la potencia neta requerida, como es el caso de las bombas, las cuales se tomaron en cuenta en dicho balance (figura 64).

Ciclo IDEA 100

A comparación del ciclo anterior, este sistema se encuentra en la etapa de adquisición de equipos, lo que implica que este trabajo servirá como base para determinar cuál es la mejor configuración en cuanto a los componentes de transferencia de calor, por lo que es necesario realizar un análisis termoeconómico de los equipos en cuestión, considerando los costos y las eficiencias.

Para conocer los precios de los equipos, se realizaron cotizaciones con diferentes proveedores, nacionales e internacionales, esto con el fin de comparar costos y tener la posibilidad de adquirir tecnología mexicana. Los valores recabados (en dólares) se muestran en las siguientes tablas, categorizadas por componente.

Tabla 36. Costos de los evaporadores.

Proveedor	Tipo	Costo
Alfa Laval	Placas soldadas (AISI 316)	\$ 25,638.18
Edelflex	Placas semisoldadas (AISI 316)	\$ 26,703.55
Edelflex	Placas semisoldadas (titanio)	\$ 51,069.00
HFM	Placas y coraza (AISI 316)	\$ 11,263.47
GHTS	Placas soldadas (AISI 316)	\$ 6,612.00
Kalina	Tubos y coraza (AISI 316)	\$ 37,810.20

En primer lugar, se encuentran los evaporadores, de los cuales se consiguieron 6 cotizaciones de 5 empresas diferentes. Se consultó a la empresa Edelflex para tener información comercial con la cual hacer un análisis económico lo más preciso posible, ya que ellos cuentan con dos equipos distintos, donde la diferencia radica en el material, puesto que, debido a la alta corrosión que se puede llegar a tener por el uso de salmuera, se recomienda utilizar titanio y acero inoxidable 316. Como se puede

observar, el contraste de precios es alto, ya que representa casi el doble del valor, siendo el evaporador de titanio más caro.

El uso del intercambiador de calor de titanio resuelve los problemas de corrosión en el equipo al utilizar salmuera geotérmica, sin embargo, para este proyecto no es viable actualmente, ya que se encuentra en fase de experimentación para validar la tecnología, por lo cual se descarta el empleo de un intercambiador tan costoso para la construcción de un prototipo de experimentación. No obstante, es un equipo adecuado para un ciclo Rankine orgánico en donde el fluido energético es salmuera, en el cual se cuente con el presupuesto para adquirir el componente. Por lo tanto, se selecciona a los equipos de acero inoxidable 316 como una buena opción para este proyecto, debido a su capacidad de resistencia a la corrosión.

Por otro lado, se tiene al evaporador de placas y coraza, que es una buena opción debido a su configuración, tanto por el espacio reducido como por la facilidad de ser desmontado. Sin embargo, el fabricante está establecido en el extranjero, lo que implica que el costo de envío será muy alto y aunque el precio es bajo a comparación de los otros competidores, no puede ser considerado debido a la falta de logística por ambas partes.

También se tiene el caso de Alfa Laval, quien compite en precios con Edelflex. La primera diferencia que sale a relucir es el tipo de evaporador, por un lado, se encuentra el de placas soldadas que será difícil de limpiar debido a que no se puede desmontar y, por otro lado, se tiene un intercambiador de placas semisoldadas unidas mediante tornillería y juntas o sellos. Este tipo de tecnología es muy común en los intercambiadores, donde las condiciones no sobrepasan las temperaturas a las cuales pueden trabajar las juntas o sellos. En este caso el material propuesto por el proveedor es EPDM (Etileno Propileno Dieno Tipo M), el cual según la bibliografía (tabla 4) resiste temperaturas de hasta 150 °C. El problema radica en que el refrigerante con temperatura de 143 °C no puede ser colocado en la parte sellada, ya que podrían existir fugas. No obstante, tampoco puede ser ingresada la salmuera, porque su temperatura es de 170 °C. Por lo tanto, el equipo semisoldado queda descartado. Una de las soluciones es colocar sellos que resistan las temperaturas empleadas, como

el caucho de fluorocarbono o fibra de asbesto comprimido, sin embargo, los fabricantes de intercambiadores de calor no cuentan con estos materiales.

En cuanto a los evaporadores de placas soldadas, se tiene a GHTS y Alfa Laval, la primera es una empresa 100% mexicana establecida en Querétaro, mientras que el segundo es un fabricante conocido a nivel mundial, con presencia en varios países y una vasta experiencia. Respecto a los costos, el precio más competitivo es el de GHTS, que es 3.8 veces menor al de Alfa Laval. De modo que, por esta razón se elige al intercambiador de calor de placas soldadas como mejor opción.

Ahora queda comparar el evaporador de placas contra el de tubos y coraza. El primer dato que resalta en esta comparación es el lugar de origen de Kalina, quienes se encuentran establecidos en India, lo que aumenta más su precio, debido a los costos de envío. Además, el valor del intercambiador de calor de tubos es casi 6 veces mayor al de placas. Con estos datos de por medio, no queda lugar a dudas que el equipo de GHTS es el más adecuado para el ciclo IDEA 100.

Tabla 37. Costos de los condensadores.

Proveedor	Tipo	Costo
Alfa Laval	Placas con juntas	\$ 15,609.77
Edelflex	Placas semisoldadas	\$ 17,473.17
HFM	Placas y coraza	\$ 11,263.47
GHTS	Placas soldadas	\$ 6,090.00
Kalina	Tubos y coraza	\$ 45,211.00

Para los condensadores, se tiene el mismo análisis, pero en esta ocasión no se cuenta con el intercambiador de titanio, ya que los fluidos que se ingresarán en este equipo no se consideran corrosivos. Por lo tanto, siguiendo la metodología de selección anterior, se concluye que el proveedor GHTS tiene el equipo más atractivo para esta aplicación.

Las torres de enfriamiento se muestran en la tabla 38, donde las tres opciones cuentan con sistemas de tiro inducido, pero con diferente potencia requerida. En cuanto a los precios, el más competitivo es el de IMSI (Ingeniería, Montajes y Servicios Industriales), quienes cuentan con una potencia

requerida menor a T&V. Es necesario indicar que el costo de envío en estas cotizaciones ya está incluido, a excepción de T&V, por lo que al valor de \$25,073.54 se le debe sumar el flete. Asimismo, es justo mencionar que IMSI es una empresa mexicana y debido a esto sus precios son más bajos.

Tabla 38. Costo de las torres de enfriamiento.

Proveedor	Potencia requerida	Costo
Froztec	11.2 kW	\$ 38,860.00
T&V	15 kW	\$ 25,073.54
IMSI	11.2 kW	\$ 23,113.80

Respecto al aerocondensador, se identificó solo un proveedor, Esindus quien cuenta con un equipo compatible con el refrigerante R1233ZD, el cual es de tubos de cobre con aletas de aluminio. Este componente cuenta con 14 ventiladores, que requieren una potencia de 18.5 kW. El precio de este aerocondensador es de \$68,000 dólares y no incluye el costo de envío.

Para determinar el costo del agua requerida para el sistema de enfriamiento, se realizará la metodología descrita en la sección del ciclo IDEA 10. Entonces, tomando en cuenta el balance de masa del ciclo 100 kW (figura 72), se requiere 75,380 l/h, que indican un precio de 3,000 pesos para el agua que estará circulando en el condensador y la torre de enfriamiento. A esto se le deben sumar las pérdidas (1,980 l/h), lo que representa un costo anual de \$614,293 (MXN). Por lo tanto, el precio total es 617,293 pesos o bien 30,786.14 (USD).

Tabla 39. Costo ciclo IDEA 100 condensador y torre de enfriamiento (tecnología mexicana).

Equipo	Fabricante	Tipo	Costo
Evaporador	GHTS	Placas soldadas	\$ 6,612.00
Condensador	GHTS	Placas soldadas	\$ 6,090.00
Torre de enfriamiento	IMSI	Tiro inducido	\$ 23,113.80
		Total	\$ 35,815.80

Una vez determinados los equipos que se considerarán para las dos configuraciones, se puede realizar el análisis económico de cada modelo. En la tabla 39 se muestra la primera configuración, conformada por el evaporador, condensador y la torre de enfriamiento, con un precio de \$35,815.80,

a este valor se le debe sumar el costo de agua si no se cuenta con ella. Entonces, el precio total del sistema de transferencia de calor es de 66,601.94 dólares en un año.

Tabla 40. Costo ciclo IDEA 100 con aerocondensador.

Equipo	Fabricante	Tipo	Costo
Evaporador	GHTS	Placas soldadas	\$ 6,612.00
Aerocondensador	IMSI	Tubos aletados	\$ 68,001.44
		Total	\$ 74,613.44

La segunda configuración es la mostrada en la tabla 40, en este caso solo se toma en cuenta el evaporador y el aerocondensador, considerando el caso en donde no se dispone de agua y se opta por condensar el refrigerante con aire. El costo de estos equipos es de 74,613.44 dólares. Asimismo, en la figura 92 se puede observar que el sistema de condensado representa el 82 % del costo total de la configuración 1, mientras que para la segunda configuración resulta ser el 91%.

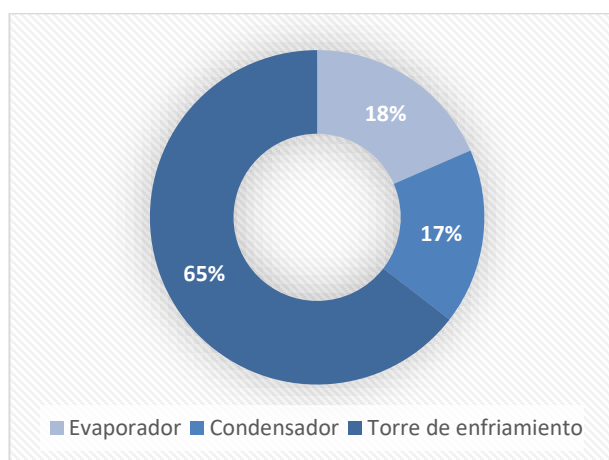


Figura 92. Costo del sistema de transferencia de calor ciclo IDEA 100 (configuración 1).



Figura 93. Costo del sistema de transferencia de calor ciclo IDEA 100 (configuración 2).

En primera instancia, resulta más atractiva la configuración 1, ya que al utilizar el aerocondensador el costo se eleva al doble, pero se esto solo resulta factible si se tiene una fuente de agua constante, puesto que, si se requieren comprar pipas cada cierto tiempo, entonces el precio aumenta gradualmente como se muestra en la siguiente gráfica. En ella se puede observar que el valor de la torre de enfriamiento es menor, incluso cuando se lleva operando un año con pipas, pero al llegar al

año 5, el costo es muy alto. Comparándolo con el aerocondensador, el precio es 2.5 veces mayor al llegar al quinto año. Asimismo, se debe tener en cuenta que el pago por el aerocondensador solo se realizará una vez (al momento de adquirirlo), mientras que el agua de repuesto de la torre se tendrá que pagar constantemente. Es importante aclarar que en esta gráfica se incluye el valor del evaporador en todas las configuraciones y el del condensador en el caso de las torres de enfriamiento.

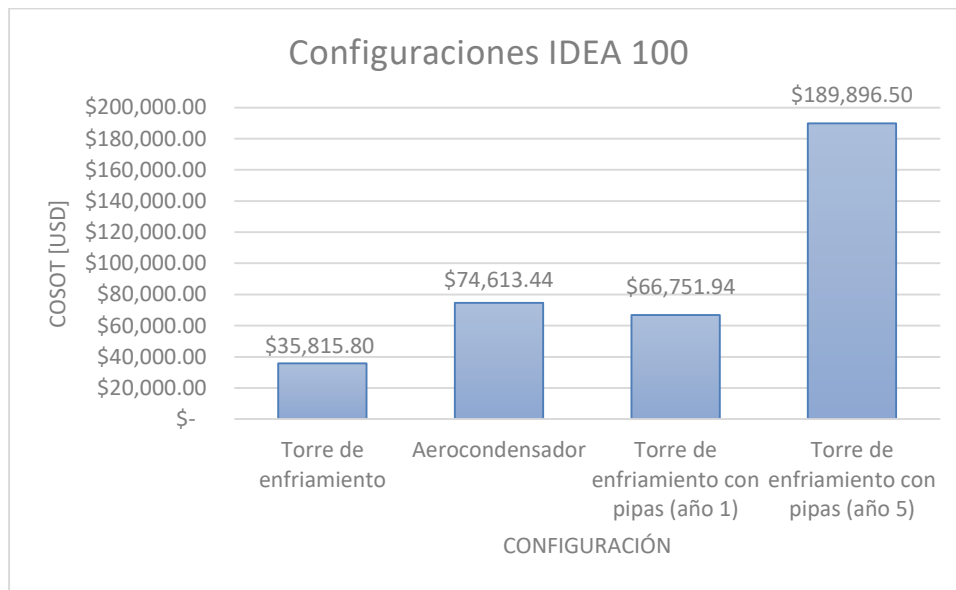


Figura 94. Costo de configuraciones IDEA 100 a 5 años.

Otro parámetro para tomar en cuenta es la potencia requerida para operar los ventiladores de ambos equipos, puesto que la torre de enfriamiento requiere menos energía que el aerocondensador, es decir, 11.2 kW y 18.5 kW respectivamente. Además, como se mencionó anteriormente, el balance de energía descrito en el capítulo 3, solo toma en cuenta los requerimientos de las bombas, por lo que la potencia requerida de los equipos del sistema de condensado se debe restar a la potencia neta. Por lo tanto, si se considera el sistema con condensador y torre de enfriamiento, se tendría una potencia neta de 88.8 kW netos. Mientras que, al utilizar el aerocondensador, se tendría una potencia neta de 81.5 kW.

Tabla 41. Costo ciclo IDEA 100 condensador y torre de enfriamiento (tecnología extranjera).

Equipo	Fabricante	Tipo	Costo
Evaporador	Alfa Laval	Placas soldadas	\$ 25,638.18
Condensador	Alfa Laval	Placas soldadas	\$ 15,609.77
Torre de enfriamiento	Froztec	Tiro inducido	\$ 38,860.00
		Total	\$ 80,107.95

Ahora, como comparación final, se tomará el caso IDEA 10 vs IDEA 100, considerando dos escenarios, el primero consta de la configuración descrita en la tabla 34 contra la mostrada en la tabla anterior. En el segundo se tomará en cuenta la misma tabla (34) contra la número 39.

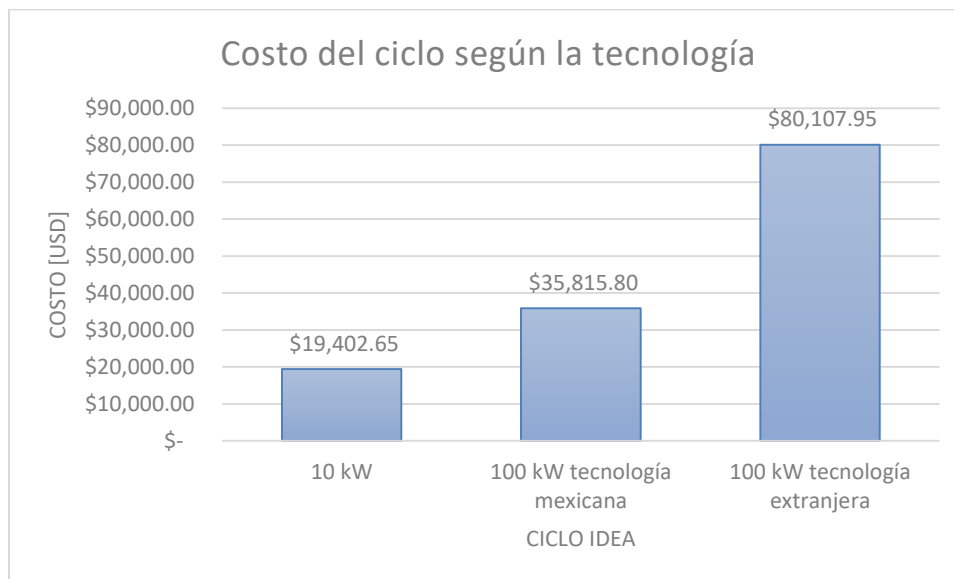


Figura 95. Costo de los ciclos según la tecnología.

En la tabla 40 se muestra el caso del ciclo IDEA 100 con proveedores de tecnología extranjera, a quienes se tomaron en cuenta para las compras de los componentes del ciclo IDEA 10. En este escalamiento, se observa que el costo de los equipos aumentó de 19,402.65 a 80,107.95 dólares, es decir, el sistema de transferencia de calor del ciclo de 100 kW es 4.12 veces más costoso que el de 10 kW. No obstante, comparándolo con los fabricantes mexicanos, el escalamiento resulta 1.8 veces más costoso. Estos datos se pueden observar mejor en la figura 95, que nos indica que al adquirir

los equipos con empresas mexicanas se obtiene un ahorro de \$44,292.15, con lo que se puede realizar otra compra de todos los equipos.

Para finalizar el análisis, se presenta la siguiente gráfica comparativa donde se muestran los diferentes escenarios de los ciclos IDEA 10 e IDEA 100. En primer lugar, se encuentra el ciclo de 10 kW, donde según los casos planteados en este proyecto, se hace uso de intercambiadores de calor de placas y torre de enfriamiento. Para el IDEA 10 – 1*, se muestra el mismo caso, pero en esta ocasión se considera el abasto de agua de enfriamiento. Mientras que para el IDEA 10 – 3, el cambio radica en el aerocondensador. Estos escenarios son de suma importancia, ya que de ellos depende la configuración final del ciclo y deben tomarse en cuenta dependiendo del sitio donde será instalado, así como la inversión que se tenga destinada.

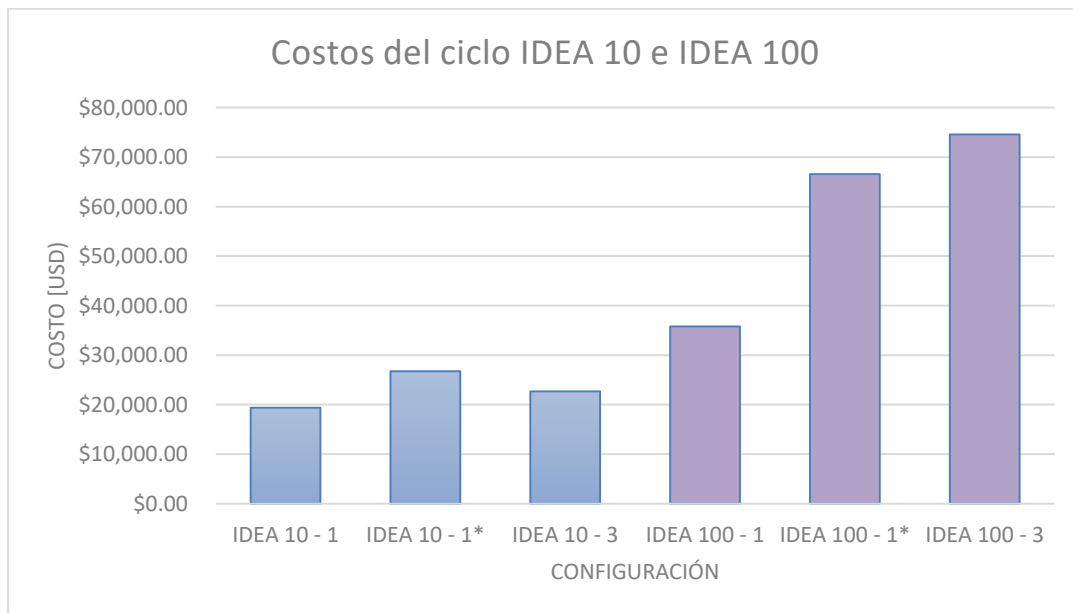


Figura 96. Costos del ciclo IDEA 10 e IDEA 100.

En cuanto al ciclo de 10 kilowatts, se puede observar que los costos no varían mucho dependiendo de la configuración, incluso el escenario 3 resulta más atractivo cuando se utiliza el aerocondensador, pues de esta manera no se requerirá de agua de enfriamiento. Por lo que, si en el sitio se dispone del espacio requerido por este equipo, lo más conveniente es tomar esta opción.

Para el IDEA 100, existe una gran diferencia entre el escenario 1 y el 3, debido a que su costo es de \$35,815.80 y \$74,613.44 respectivamente. Sin embargo, al no contar con una fuente de agua continua para el uso de la torre de enfriamiento, el valor aumenta \$30,786.14 con respecto al caso 1. Esto repercute directamente en la inversión, puesto que se necesitará reabastecer constantemente el agua de enfriamiento. Por esta razón, se considera que el mejor escenario es el tercero, aunque el costo del equipo es mayor, no requerirá de compras posteriores. En tanto que, si se dispone del recurso de enfriamiento, la opción adecuada para el ciclo es el caso 1.

Al escalar el proyecto de 10 a 100 kW, los costos de los equipos no aumentaron tanto como se esperaba, por ejemplo, en el caso de los escenarios 1, el costo se elevó \$16,413.15. Mientras que, los escenarios 3, tuvieron un aumento de \$51,905.94. Esto indica que, al requerir un aerocondensador para el sistema, el escalamiento resulta más costoso, a esto se le debe agregar que el espacio requerido para este componente es mayor que el utilizado por el condensador y la torre de enfriamiento. Es necesario mencionar también que estos costos son elevados debido a que los equipos solo se compran por unidad, ya que este proyecto se encuentra en fase de experimentación.

Conclusiones

Al tomar en cuenta a diferentes fabricantes y proveedores, se tiene una mejor idea del costo de los equipos a utilizar, donde diversos factores salen a relucir y se deben considerar, como es el caso del lugar de origen de la empresa, pues esto interfiere en los costos de envío y por lo tanto eleva el precio del componente. Asimismo, en el caso contrario, al contar con fabricantes mexicanos, el valor del equipo se reduce considerablemente, esto se debe a que la mayoría de los materiales son adquiridos en México. Igualmente, esto implica que, si posteriormente se requiere la compra de refacciones, se obtendrán de forma fácil, rápida y a menor costo.

Otro de los factores relevantes son los materiales utilizados en la fabricación de los equipos, ya que de esto depende el costo de ellos. Prueba de esto es el evaporador de placas de la marca Kelvion, quienes nos proporcionaron dos equipos. El primero está elaborado con acero inoxidable 316 y el segundo con titanio. Aunque los dos cuentan con una excelente resistencia a la corrosión, el titanio

es más caro por su eficacia contra la salmuera, sin embargo, si se consideran los métodos de prevención descritos en el capítulo anterior, se puede prescindir de este material y utilizar AISI 316.

Para el sistema de condensación se tomaron en cuenta dos configuraciones, la primera corresponde al condensador y la torre de enfriamiento, y el segundo al aerocondensador. La factibilidad de cada uno depende del recurso de enfriamiento que se disponga. En otras palabras, si se cuenta con agua de manera constante, la mejor opción es la configuración 1, pero si se requiere un sistema de recargo de agua de enfriamiento para abastecer ese recurso, resulta más conveniente comprar un aerocondensador. Sin embargo, también se debe tener presente la potencia requerida por el mismo, pues representa un gasto mayor en cuanto a kW, lo que indica que la potencia neta puede disminuir sino se toma en cuenta este valor previamente.

En cuanto al escalamiento, se obtuvieron costos menores al aumentar la capacidad del ciclo de 10 a 100 kilowatts, cuando se utiliza el escenario 1. Esto depende también de la cantidad de equipos comprados a los fabricantes, ya que, al adquirir solo un componente, el precio siempre será el mismo, mientras que, si se compran varias unidades, el costo puede disminuir. No obstante, al ser este un proyecto prototipo para experimentación, los precios mostrados son únicamente por unidad.

Capítulo 6. Conclusiones

El desarrollo de los sistemas ORC ha ido avanzado a medida que la demanda energética ha aumentado, llegando a la necesidad de obtener energía de fuentes de baja y media entalpía consideradas como de desecho o residuales. Uno de los recursos más factibles para los ciclos binarios es la geotermia, debido a las temperaturas a las que se encuentra y a la disponibilidad en México, siendo éste el sexto país con mayor capacidad geotérmica a nivel mundial. El progreso de estos sistemas también se ha visto reflejado en los fluidos orgánicos, siendo temas de investigación en cuanto al GWP, buscando siempre disminuir el valor para que éstos sean amigables con el medio ambiente, teniendo como ejemplo al refrigerante R1233ZD con 1 GWP.

A lo largo de este trabajo se trataron varios temas concernientes a los intercambiadores de calor, desde sus tipos, hasta la metodología de su dimensionamiento y los costos que estos representan, dando como resultado un amplio panorama de su uso en los ciclos Rankine orgánicos. Debido a que estos equipos son parte fundamental para el buen funcionamiento del sistema, se consideraron principalmente dos tipos, de tubos y coraza y de placas. El primero, es un componente muy utilizado en la industria pues es considerado uno de los primeros intercambiadores de calor desarrollados en la historia. Sus principales ventajas son la variedad de configuraciones con las que cuenta (las cuales se pueden adaptar según la aplicación), y las altas temperaturas y presiones que resisten. Su gran desventaja es el tamaño que requiere para transferir el calor de un fluido a otro, esto debido a la distribución de los tubos, y aunque se puede realizar la transferencia en varios pasos, el problema radica en la limpieza de estos.

El segundo equipo considerado es de placas planas, que cuenta con dos configuraciones, soldado y con juntas. El intercambiador con juntas resulta muy fácil de limpiar, ya que se puede desmontar, sin embargo, no resiste las temperaturas del recurso geotérmico. Por otro lado, se tiene el equipo soldado, que tolera muy bien las presiones y temperaturas, además de ser muy compacto, pero resulta difícil de limpiar debido al uso de salmuera como recurso energético. No obstante, este problema se puede solucionar al colocar filtros a la entrada del evaporador, en la línea de salmuera.

Igualmente, se puede realizar dos mantenimientos preventivos al año, usando ácido fosfórico para eliminar las pequeñas partículas incrustadas en las paredes del intercambiador, o bien, si se requiere un mantenimiento correctivo, se puede hacer uso de una mezcla de sosa caustica con agua para eliminar cualquier residuo. Este tipo de mantenimientos son necesarios para prolongar la vida útil del intercambiador de calor y garantizar el buen funcionamiento del mismo,

Al comparar térmicamente los dos tipos de intercambiadores de calor, se determinó que la mejor opción es el de placas, debido al poco espacio que ocupa y a su alta eficiencia. Aunque las caídas de presión son mayores en este equipo, son consideradas permisibles, por lo que no representarán un problema en la operación. Esto siempre y cuando, la precipitación de sílice no se presente, lo cual puede solucionarse incluso antes de comenzar con el balance de masa y energía, pues se debe tomar en cuenta una diferencia de temperatura baja en el lado caliente del evaporador (salmuera), y aunque esto acarree corrosión en los equipos, se puede disminuir al seleccionar correctamente el material, entre los cuales se encuentran AISI 316 y titanio, siendo el primero la opción más económica.

En el caso del aerocondensador y la torre de enfriamiento, se estableció que, en términos de espacio, la configuración condensador - torre de enfriamiento es más atractiva, debido a que requiere un gasto de aire menor y, por consiguiente, menos energía para desplazar el aire. No, obstante, al compararlos económicamente el aerocondensador resulta una mejor opción si no se cuenta con agua de enfriamiento, ya que este recurso representa un gran gasto. Tan solo para el ciclo de 100 kW, se requieren 1,980 l/h de agua de repuesto debido a las pérdidas, que en términos económicos resultan \$614,293 (MXN) anuales.

En conclusión, la configuración intercambiadores de calor de placas y torre de enfriamiento es la más económica y factible térmicamente (si se cuenta con una fuente de agua constante), pero si se requiere la compra de este recurso para abastecerlo, el uso del aerocondensador es la mejor opción. Asimismo, se debe tomar en cuenta que, al hacer uso de tecnología mexicana, los costos disminuyen considerablemente y apoyan al desarrollo sostenible de este proyecto.

En el futuro la transición energética demandará tecnologías cada vez más eficientes y amigables con el medio ambiente y para lograr de manera efectiva esta transición, se requerirá el aumento en la capacidad instalada de los ciclos binarios y, por lo tanto, solicitará mucha más experiencia en el manejo de salmueras geotérmicas, selección de materiales, configuraciones y requerimientos necesarios para la operación de un ciclo binario de baja o media entalpía. Por esta razón, la metodología presentada en este proyecto es de suma relevancia para los trabajos futuros, pues describe los pasos a seguir para determinar el dimensionamiento de los equipos de intercambio de calor, tomando en cuenta los principales problemas que se tiene al utilizar recursos geotérmicos y los costos que éstos representan.

Referencias

- Acuna, C. (2021). *Diseño torre de enfriamiento, cálculo*. Recuperado el 28 de Junio de 2022, de <https://www.youtube.com/watch?v=LTe1NcQgAiw>
- Aguilar, H. (2017). *Diseño y optimización de una torre de enfriamiento de tiro inducido (Tesis de Grado, IPN)*.
- Ainring. (2022). *Calefacción urbana*. Recuperado el 8 de Septiembre de 2022, de <https://www.ainring.de/fernwaerme-werke>
- AircoFin. (20 de mayo de 2022). *High Finned Tubes*. Obtenido de <https://www.aircofin.com/high-finned-tubes/>
- Alarcón, R. (2012). *Propuesta de diseño de un intercambiador de calor tubular para el aprovechamiento de recursos geotérmicos de baja entalpía (Tesis de grado, UNAM)*. Recuperado el 5 de julio de 2021, de <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/handle/132.248.52.100/1883>
- Alarcón, R. (2017). *Desarrollo de una turbina de 10 kW para un ciclo binario que emplea recursos de baja entalpía (Tesis de maestría, UNAM)*. Recuperado el 3 de junio de 2021, de <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/handle/132.248.52.100/14111>
- Alfa Laval. (2015). *Alfa Laval en resumen*. Recuperado el 3 de Mayo de 2022, de <https://www.alfalaval.mx/quienes-somos/nuestra-empresa/>
- Alfa Laval. (2015). *Intercambiadores de calor de placas soldadas*. Recuperado el 3 de Mayo de 2022, de <https://www.alfalaval.mx/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiadores-de-calor-de-placas-soldadas/#:~:text=Los%20Intercambiadores%20de%20Calor%20de,presiones%20de%20dise%C3%B1o%20extremadamente%20altas>
- Amat, M. (2017). *Desarrollo de un modelo de ciclo orgánico Rankine. Ejemplo de aplicación para análisis de fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero (Tesis de maestría, Universitat Jaume I)*. Recuperado el 4 de agosto de 2021, de Desarrollo de un modelo de ciclo orgánico
- Andritos, N., Karabelas, A., & Koutsoukos, P. (2002). Scale formation in geothermal plants., (págs. 179-189).
- Ayub, Z., Khan, T., Salam, S., Nawaz, K., Ayub, A., & Khan, M. (2019). Literature survey and a universal evaporation correlation for plate type heat exchangers . *International Journal of Refrigeration*, 408-418.
- Bergman, T., Lavine, A., Incropera, F., & Dewitt, D. (2011). *Funamentals of Heat and Mass Transfer*. Jefferson: John Wiley & Sons.

- Bronicki, L. (2017). History of Organic Rankine Cycle Systems. En E. Macchi, & M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems* (págs. 25-66). Milan: Elsevier.
- BWA. (2021). *Planta combinada de calor y electricidad de biomasa, Alchach*. Recuperado el 8 de Septiembre de 2022, de <https://www.bwa-aichach.de/technik/was-ist-ein-biomasse-heizkraftwerk/>
- C&V. (2019). *Historia de las torres de refrigeración*. Recuperado el 10 de Septiembre de 2022, de <https://www.controlyventilacion.es/es/blog/historia-de-las-torres-de-refrigeracion/>
- Caldño, U., García, J., Sierra, F., & Dávalos, J. (2017). Diseño termodinámico de un ciclo Rankine orgánico para el aprovechamiento energético de agua termales. *Congreso Internacional Anual* (págs. 217-222). Cuernavaca: SOMIM.
- Camaraza, Y., Amoroz, J., Cruz, O., & García, O. (2019). Propuesta de modelo para el análisis térmico del enfriamiento de un paquete de tubos aletados en aerocondensadores. *Scielo*, 255-277.
- CeMIEGeo. (2019). *Centro Mexicano de Innovación en Energía Geotérmica*. Recuperado el 17 de enero de 2022, de <http://www.cemiegeo.org/index.php/geotermia-en-mexico>
- Cengel, Y., & Ghajar, A. (2011). Intercambiadores de calor. En Y. Cengel, & A. Ghajar, *Transferencias de calor y masa* (pág. 631). Ciudad de México: McGraw Hill.
- Cerrada, A. (2020). *Análisis de Ciclos de Rankine Orgánicos (Trabajo de grado, Universidad de Sevilla)*. Recuperado el 1 de agosto de 2021, de <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/92892/fichero/TFG-2892+CERRADA+LERIA%2C+CARMEN.pdf>
- CFE. (2022). *México, Potencia en Geotermia*. Recuperado el 8 de Septiembre de 2022, de <https://app.cfe.mx/Aplicaciones/OTROS/Boletines/boletin?i=2502>
- Conrad, R., Carter, J., & Cramer, S. (1983). *Corrosion of select metals and a high temperature thermoplastic in hypersaline geothermal brine*. USA: Bureau of mine Report of Investigations.
- DiPippo, R. (2011). *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact*. Nevada: ELSEVIER.
- Edelflex. (2019). *Novedades*. Recuperado el 3 de mayo de 2022, de <https://www.edelflex.com/es/novedades/cumplimos-15-anos-22>
- Esindus. (2022). *Historia*. Recuperado el 3 de Mayo de 2022, de <https://www.esindus.com/nosotros/>
- Fernández, E. (2012). *Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50MW (Tesis de grado, Universidad Carlos III de Madrid)*.

- Fonseca, L., & Riveros, L. (2009). *Diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubo (Trabajo de grado, UIS)*. Recuperado el 18 de septiembre de 2021 |, de <http://tangara.uis.edu.co/biblioweb/tesis/2009/130082.pdf>
- Froztec. (2022). *Expertos en sistemas de refrigeración e intercambio de calor*. Recuperado el 3 de Mayo de 2022, de <https://www.froztec.com/empresa?hsLang=es-mx>
- Gallup, D. (1996). Brine pH modification scale control technology . *Geothermal Resources Council*, 749-755.
- Gallup, D., & Barcelon, E. (2005). Investigations of organic inhibitors for silica scale control from geothermal brines II. *Geothermics*, 758.
- García, D. (2015). *Análisis de acoplamiento de los elementos del ciclo CBEI (Tesis de grado, UNAM)*. Recuperado el 6 de julio de 2021, de <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/discover>
- García, M. (2021). *Análisis tecno-económico de un sistema de invernadero para cultivo de plantas ornamentales mediante el aprovechamiento de recurso geotérmico de baja entalpía (Tesis de grado, UNAM)*.
- Garza, C. (2016). *Propuesta de Diseño de un Vaporizador para una Planta OTEC de 1 MWe (Tesis de grado, UNAM)*. Recuperado el 6 de septiembre de 2021, de <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/discover?scope=%2F&query=Propuesta+de+Dise%C3%B1o+de+un+Vaporizador+para+una+Planta+OTEC+de+1+MWe&submit=Go>
- GHTS. (2022). *Soluciones en transferencia de calor*. Recuperado el 3 de Mayo de 2022, de <https://www.ghismexico.com/>
- Gonzales, E. (2007). *Estudio comparativo de los intercambiadores de calor de coraza-tubos y los de placas planas (Tesis de grado, UNMSM)*. Recuperado el 2 de septiembre de 2021, de https://cybertesis.unmsm.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12672/549/Gonzales_ne.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Guercio, A., & Bini, R. (2017). Biomass-fired Organic Rankien Cycle combined heat and power systems. En E. Macchi, & M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems* (pág. 527). Cremona & Brescia: Elsevier.
- Gutiérrez, L., & Lippmann, M. (2016). Mexico: thirty-three years of production in the Los Azufres geothermal field. En R. DiPippo, *Geothermal Power Generation* (pág. 717). Michoacán : Elsevier.
- HFM. (2021). *Plate and Shell Heat Exchanger*. Recuperado el 3 de mayo de 2022, de <https://www.hofmann-heatexchanger.com/plate-heat-exchangers/plate-and-shell-heat-exchanger>

- Hiriart, G. (2011). *Tecnologías de punta y Costos Asociados para Generación Distribuida, Autoabastecimiento y Cogeneración con Recursos Geotérmicos de México*. Recuperado el 2 de junio de 2021, de <https://www.cre.gob.mx//documento/2961.pdf>
- Ikeda, R., & Ueda, A. (2017). Experimental field investigations of inhibitors for controlling silica scale in geothermal brine at the Sumikawa geothermal plant, Akita Prefecture, Japan. *Geothermics*, 70, 305-313.
- Ingeniería, Montajes y Servicios Industriales. (2022). *Expertos en mantenimiento a torres de enfriamiento*. Recuperado el 10 de Septiembre de 2022, de <https://www.torredeenfriamiento.com.mx/>
- Jiménez, L. (2013). *Simulación y optimización de un ciclo Rankine orgánico (ORC) de pequeña potencia (10 kW) (Tesis de maestría, Universidad de Zaragoza)*.
- Jogi, N., & Lawankar, S. (2012). Heat transfer analysis of corrugated plate heat exchanger of different plate geometry. *IJETAE*, 2[10], 110-115.
- Juárez, V., & Mendoza, K. (2015). *Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas (Tesis de grado, UNAM)*. Recuperado el 14 de septiembre de 2021, de <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/discover>
- Kalina. (2014). *One stop solution for manufacturing of process equipments*. Recuperado el 3 de Mayo de 2022, de <http://www.kalinaengineering.com/>
- Kern, D. (1965). Counterflow: Double pipe exchanger . En D. Kern, *Process heat transfer* (pág. 102). Tokio: McGraw Hill.
- Khan, T., Khan, M., Chyu, M., & Ayub, Z. (2010). Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations . *Applied Thermal Engineering*, 1058-1065.
- Liu, S., He, J., Lu, D., & Sun, J. (2020). Optimal integration of methanol-to-gasoline process with organic Rankine cycle. *ScienceDirect*, 154, 4.
- Macchi, E. (2017). Theoretical basis of the Organic Rankine Cycle. En E. Macchi, & M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems* (pág. 23). Milan: Elsevier.
- Marín, A., Gonzalo, J., & Zuluaga, H. (2012). Intercambiadores de calor de tubo en espiral. *UIS Ingenierías*, 11(2), 203-213.
- McCowley, F., Cromer, S., Riley, W., Carter, J., & Needham, P. (1981). *Corrosion of materials and scaling in low-salinity East Mesa geothermal brines*. USA: Bureau of Mines of Investigations.
- Mendoza, M. (2016). *Selección del Fluido de Trabajo para el Ciclo Binario de Evaporación Instantánea [CBEI] (Trabajo de grado, UNAM)*. Recuperado el 5 de agosto de 2021, de

<http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/discover?scope=%2F&query=Misael+Mendoza&submit=Go>

- Ministerio del Medio Ambiente. (2004). *Guía de las mejores técnicas disponibles en España del sector refino de petróleo*. Recuperado el 18 de agosto de 2021, de <https://prtr.es/es/data/images/Gu%C3%ADa%20MTD%20en%20Espa%C3%B1a%20Sector%20Refino-CA3011F7BAF05D92.pdf>
- Mota, F., Carvalho, E., & Ravagnani, M. (2015). Modeling and Design of Plate Heat Exchanger . En S. Kazi, *Heat Transfer Studies and Applications* (págs. 165-199). Londres: IntechOpen.
- Muffler, L. (1978). Assessment of Geothermal Resources of the United States 1978. *Geological Survey Circular 790*.
- Mundhenk, N., P., H., Sanjuan, B., Kohl, T., Steger, H., & Zorn, R. (2013). Corrosion and scaling as interrelated phenomena in an operating geothermal power plant. *Corrosion Science*, 70, 17-28.
- Orosz, M., & Dickes, R. (2017). Solar thermal powered Organic Rankine Cycles. En E. Macchi, & M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems* (pág. 607). Cambridge: Elsevier.
- Prometheus. (2012). *La red de calefacción urbana*. Recuperado el 8 de Septiembre de 2022, de <https://www.prometheusenergia.eu/>
- Rodríguez, E. (2013). *Propuesta de diseño de un intercambiador de calor de placas para el ciclo PWG (tesis de grado, UNAM)*. Recuperado el 14 de septiembre de 2021, de <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/discover?scope=%2F&query=Propuesta+de+dise%C3%B1o+de+un+intercambiador+de+calor+de+placas+para+el+ciclo+PWG&submit=Go>
- Rollet, A. (1957). Centrale géothermique de Kiabukwa: Leçons tirées de quatre années d'exploitation [Kiabukwa geothermal power plant: Lessons learned from four years of operation]. *Bulletin des Séances*, 1246-1262.
- Russell, U. (2016). *Análisis de factibilidad del sistema de enfriamiento de una planta geotérmica CBEI de 10 kW, con base a un aerocondensador o condensación con agua de mar (Tesis de maestría, UNAM)*. Recuperado el 25 de agosto de 2021, de <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/handle/132.248.52.100/9164>
- Salazar, J. (2001). *Diseño de equipos de transferencia de calor (Tesis de maestría, UANL)*. Recuperado el 2 de septiembre de 2021 |, de <http://eprints.uanl.mx/4681/1/1020145448.PDF>
- Serth, R. (2007). *Process Heat Transfer Principles and Applications*. Texas: Academic Press.
- Services Industrial Cleaning. (2019). *Intercambiadores Carcasa - Tubos*. Recuperado el 18 de septiembre de 2021, de <http://limpiezastecnicasindustriales.com/index.php/intercambiadores-carcasa-tubos>

- Shan, R., & Focke, W. (1988). *Plate heat exchangers and their design theory*. Hemisphere Publishing.
- Soto, G. (2019). *Modelamiento geoquímico de los fluidos geotérmicos en la planta Cerro Pabellón*. Santiago de Chile: Universidad de Chile.
- Steins, C., & Zarrouk, S. (2012). Assessment of the geothermal space heating systems at Rotorua Hospital, New Zeland. *Energy Conversion and Management*, 60-70.
- Táboas, F. (2006). *Universitat Rovira I Virgili*. Recuperado el 13 de julio de 2021, de Estudio del proceso de Ebullición Forzada de la Mezcla Amoniaco/Agua en Intercambiadores de Placas para Equipos de Refrigeración por Absorción: ISBN: 978-84-690-7588-3
- Tapia, R. (2007). Control de incrustación en instalaciones superficiales del campo geotérmico de Las Tres Vírgenes, BCS. *Revista Mexicana de Geoenergía*, 32-40.
- Tartiére, T., & Astolfi, M. (2017). A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market. *Energy Procedia*, 129, 2-9.
- Te&Ve. (2022). *Torres de enfriamiento y ventilación industrial*. Recuperado el 3 de Mayo de 2022, de <https://teyve.com.mx/>
- Termotran. (2022). *Filtros "Y"*. Recuperado el 20 de Septiembre de 2022, de <https://filtros-y-titan.com/inicio>
- Thermofin. (2022). *Powerfin tubo de aleta extruida*. Recuperado el 22 de septiembre de 2022, de <https://thermofin.net/es/productos/powerfin-tubo-de-aleta-extruida/>
- Tian, H., & Shu, G. (2017). Organic Rankine Cycle systems for large-scale waste heat recovery to produce electricity. En E. Macchi, & M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems* (págs. 616-617). Tianjin: Elsevier.
- Tobias ILG. (2022). *Plantas de calefacción de Biomasa Kehlerpark-Ulmerpark*. Recuperado el 8 de Septiembre de 2022, de <http://biomassehofat.srv272.adino.at/biowaerme/waerme-aus-holz/anlage-3/>
- Vahterus. (2022). *Company*. Recuperado el 10 de Septiembre de 2022, de <https://vahterus.com/company/#>
- Vakili, F., Amalfi, R., & Thome, J. (2014). Two-phase flow and boiling of R245fa in a 1mm pressing depth plate heat exchanger - Part I: Adiabatic pressure drop. *Interfacial Phenomena and Heat Transfer*, 325-342.
- Valdéz, B., Schorr, M., Carrillo, M., Zlatev, R., G., M., & H., C. (2013). Corrosión en la industria geotermoeléctrica. En B. Valdéz, & M. Schorr, *Corrosión y preservación de la infraestructura industrial* (pág. 46). Barcelona: OmniaScience.

Valdéz, B., Schorr, M., Carrillo, M., Zlatev, R., Montero, G., Campbell, H., . . . Vargas, L. (2013). Corrosión en la Industria Geotermoeléctrica. En B. Valdéz, & M. Schorr, *Corrosión y preservación de la infraestructura industrial* (págs. 50-66). España: OmniaScience.

Zacarías, A. (2009). *Transferencia de Masa y Calor en Absorbedores Adiabáticos con Aplicación de la Disolución Nitrato de Litio-Amoniaco*.

Zahratul, K., Eylem, K., & Sadiq, Z. (2021). Reinjection in geothermal fields: An update worldwide review 2020. *Geothermics*, 1-88.

Zarrouk, S., Woodhurst, B., & Morris, C. (2014). Silica scaling in geothermal heat exchangers and its impact on pressure drop and performance: Wairakei binary plant, New Zealand. *Geothermics*, 51, 445-459.

Anexos

A1. Valores típicos de coeficiente global de transferencia de calor (U [Btu/hft²°F])

Tabla 42. Valores típicos de coeficiente global de transferencia de calor (*Serth, 2007*).

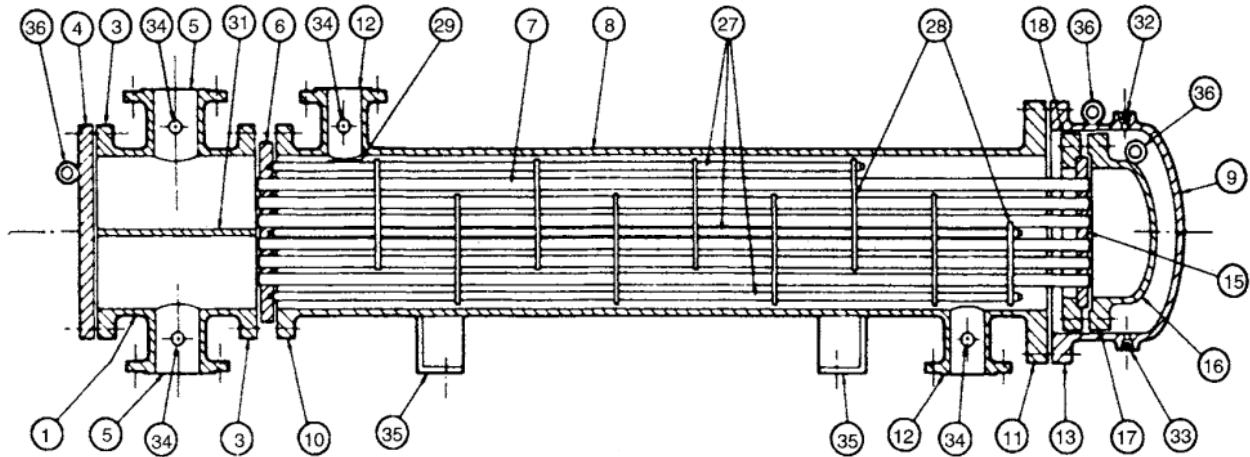
Shell side	Tube side	Design U	Includes total dirt
Liquid-liquid media			
Aroclor 1248	Jet fuels	100-150	0.0015
Cutback asphalt	Water	10-20	0.01
Demineralized water	Water	300-500	0.001
Ethanol amine (MEA or DEA) 10-25% solutions	Water or DEA, or MEA solutions	140-200	0.003
Fuel oil	Water	15-25	0.007
Fuel oil	Oil	10-15	0.008
Gasoline	Water	60-100	0.003
Heavy oils	Heavy oils	10-40	0.004
Heavy oils	Water	15-50	0.005
Hydrogen-rich reformer stream	Hydrogen-rich reformer stream	90-120	0.002
Kerosene or gas oil	Water	25-50	0.005
Kerosene or gas oil	Oil	20-35	0.005
Kerosene or jet fuels	Trichloroethylene	40-50	0.0015
Jacket water	Water	230-300	0.002
Lube oil (low viscosity)	Water	25-50	0.002
Lube oil (high viscosity)	Water	40-80	0.003
Lube oil	Oil	11-20	0.006
Naphtha	Water	50-70	0.005
Naphtha	Oil	25-35	0.005
Organic solvents	Water	50-150	0.003
Organic solvents	Brine	35-90	0.003
Organic solvents	Organic solvents	20-60	0.002
Tall oil derivatives, vegetable oil, etc.	Water	20-50	0.004
Water	Caustic soda solutions (10-30%)	100-250	0.003
Water	Water	200-250	0.003
Wax distillate	Water	15-25	0.005
Wax distillate	Oil	13-23	0.005
Condensing vapor-liquid media			
Alcohol vapor	Water	100-200	0.002
Asphalt (450°F)	Dowtherm vapor	40-60	0.006
Dowtherm vapor	Tall oil and derivatives	60-80	0.004
Dowtherm vapor	Dowtherm liquid	80-120	0.0015
Gas-plant tar	Steam	40-50	0.0055
High-boiling hydrocarbons V	Water	20-50	0.003
Low-boiling hydrocarbons A	Water	80-200	0.003
Hydrocarbon vapors (partial condenser)	Oil	25-40	0.004
Organic solvents A	Water	100-200	0.003
Organic solvents high NC, A	Water or brine	20-60	0.003
Organic solvents low NC, V	Water or brine	50-120	0.003
Kerosene	Water	30-65	0.004
Kerosene	Oil	20-30	0.005
Naphtha	Water	50-75	0.005

(Continued)

Shell side	Tube side	Design <i>U</i>	Includes total dirt
Naphtha	Oil	20–30	0.005
Stabilizer reflux vapors	Water	80–120	0.003
Steam	Feed water	400–1000	0.0005
Steam	No. 6 fuel oil	15–25	0.0055
Steam	No. 2 fuel oil	60–90	0.0025
Sulfur dioxide	Water	150–200	0.003
Tall-oil derivatives, vegetable oils (vapor)	Water	20–50	0.004
Water	Aromatic vapor-stream azeotrope	40–80	0.005
Gas–liquid media			
Air, N ₂ , etc. (compressed)	Water or brine	40–80	0.005
Air, N ₂ , etc., A	Water or brine	10–50	0.005
Water or brine	Air, N ₂ (compressed)	20–40	0.005
Water or brine	Air, N ₂ , etc., A	5–20	0.005
Water	Hydrogen containing natural-gas mixtures	80–125	0.003
Vaporizers			
Anhydrous ammonia	Steam condensing	150–300	0.0015
Chlorine	Steam condensing	150–300	0.0015
Chlorine	Light heat-transfer oil	40–60	0.0015
Propane, butane, etc.	Steam condensing	200–300	0.0015
Water	Steam condensing	250–400	0.0015

NC: non-condensable gas present; V: vacuum; A: atmospheric pressure.
 Dirt (or fouling factor) units are (h)(ft²)(°F)/Btu

A2. Intercambiador de calor de tubos y coraza tipo AES



- | | |
|---|--|
| 1. Stationary Head-Channel | 21. Floating Head Cover-External |
| 2. Stationary Head-Bonnet | 22. Floating Tubesheet Skirt |
| 3. Stationary Head Flange-Channel or Bonnet | 23. Packing Box |
| 4. Channel Cover | 24. Packing |
| 5. Stationary Head Nozzle | 25. Packing Gland |
| 6. Stationary Tubesheet | 26. Omitted |
| 7. Tubes | 27. Tierods and Spacers |
| 8. Shell | 28. Transverse Baffles or Support Plates |
| 9. Shell Cover | 29. Impringement Plate |
| 10. Shell Flange-Stationary Head End | 30. Longitudinal Baffle |
| 11. Shell Flange-Rear Head End | 31. Pass Partition |
| 12. Shell Nozzle | 32. Vent Connection |
| 13. Shell Cover Flange | 33. Drain Connection |
| 14. Expansion Joint | 34. Instrument Connection |
| 15. Floating Tubesheet | 35. Support Saddle |
| 16. Floating Head Cover | 36. Lifting Lug |
| 17. Floating Head Cover Flange | 37. Support Bracket |
| 18. Floating Head Backing Device | 38. Weir |
| 19. Split Shear Ring | 39. Liquid Level Connection |
| 20. Slip-on Backing Flange | 40. Floating Head Support |

Figura 97. Intercambiador de calor de tubos y coraza tipo AES (*Serth, 2007*).

A3. Dimensiones de tubos

Tabla 43. Dimensiones de tubos (*Serth, 2007*).

Tube OD (in.)	BWG	Tube ID ^a (in.)	Internal area ^b (in. ²)	External surface per foot length ^c (ft ² /ft)	OD ID
1/2	16	0.370	0.1075	0.1309	1.351
	18	0.402	0.1269	0.1309	1.244
	20	0.430	0.1452	0.1309	1.163
	22	0.444	0.1548	0.1309	1.126
5/8	12	0.407	0.1301	0.1636	1.536
	13	0.435	0.1486	0.1636	1.437
	14	0.459	0.1655	0.1636	1.362
	15	0.481	0.1817	0.1636	1.299
	16	0.495	0.1924	0.1636	1.263
	17	0.509	0.2035	0.1636	1.228
	18	0.527	0.2181	0.1636	1.186
	19	0.541	0.2299	0.1636	1.155
	20	0.555	0.2419	0.1636	1.126
3/4	10	0.482	0.1825	0.1963	1.556
	11	0.510	0.2043	0.1963	1.471
	12	0.532	0.2223	0.1963	1.410
	13	0.560	0.2463	0.1963	1.339
	14	0.584	0.2679	0.1963	1.284
	15	0.606	0.2884	0.1963	1.238
	16	0.620	0.3019	0.1963	1.210
	17	0.634	0.3157	0.1963	1.183
	18	0.652	0.3339	0.1963	1.150
	20	0.680	0.3632	0.1963	1.103
7/8	10	0.607	0.2894	0.2291	1.442
	11	0.635	0.3167	0.2291	1.378
	12	0.657	0.3390	0.2291	1.332
	13	0.685	0.3685	0.2291	1.277
	14	0.709	0.3948	0.2291	1.234
	15	0.731	0.4197	0.2291	1.197
	16	0.745	0.4359	0.2291	1.174
	17	0.759	0.4525	0.2291	1.153
	18	0.777	0.4742	0.2291	1.126
	20	0.805	0.5090	0.2291	1.087
1.0	8	0.670	0.3526	0.2618	1.493
	10	0.732	0.4208	0.2618	1.366
	11	0.760	0.4536	0.2618	1.316
	12	0.782	0.4803	0.2618	1.279
	13	0.810	0.5153	0.2618	1.235
	14	0.834	0.5463	0.2618	1.199
	15	0.856	0.5755	0.2618	1.168
	16	0.870	0.5945	0.2618	1.149
	18	0.902	0.6390	0.2618	1.109
	20	0.930	0.6793	0.2618	1.075

A4. Recuento de tubos de 3/4" en Pt triangular de 1"

Tabla 44. Recuento de tubos de 3/4" en Pt triangular de 1" (Serth, 2007).

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	42	40	26	24	31	26	16	12	32	24	24
10	73	66	52	44	56	48	42	40	52	48	40
12	109	102	88	80	88	78	62	68	84	76	74
13¼	136	128	112	102	121	106	94	88	110	100	98
15¼	183	172	146	148	159	148	132	132	152	140	136
17¼	237	228	208	192	208	198	182	180	206	188	182
19¼	295	282	258	248	258	250	228	220	266	248	234
21¼	361	346	318	320	320	314	290	276	330	316	296
23¼	438	416	382	372	400	384	352	336	400	384	356
25	507	486	448	440	450	442	400	392	472	440	424
27	592	574	536	516	543	530	488	468	554	528	502
29	692	668	632	604	645	618	574	556	648	616	588
31	796	774	732	708	741	716	666	648	744	716	688
33	909	886	836	812	843	826	760	740	852	816	788
35	1023	1002	942	920	950	930	878	856	974	932	908
37	1155	1124	1058	1032	1070	1052	992	968	1092	1056	1008
39	1277	1254	1194	1164	1209	1184	1122	1096	1224	1180	1146
42	1503	1466	1404	1372	1409	1378	1314	1296	1434	1388	1350
45	1726	1690	1622	1588	1635	1608	1536	1504	1652	1604	1560
48	1964	1936	1870	1828	1887	1842	1768	1740	1894	1844	1794
54	2519	2466	2380	2352	2399	2366	2270	2244	2426	2368	2326
60	3095	3058	2954	2928	2981	2940	2832	2800	3006	2944	2884
66	3769	3722	3618	3576							
72	4502	4448	4324	4280							
78	5309	5252	5126	5068							
84	6162	6108	5964	5900							
90	7103	7040	6898	6800							
96	8093	8026	7848	7796							
108	10260	10206	9992	9940							
120	12731	12648	12450	12336							

A5. Recuento de tubos de 1" en Pt triangular de 1.25"

Tabla 45. Recuento de tubos de 1" en Pt triangular de 1.25" (Serth, 2007).

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	27	26	8	12	18	14	8	12	14	12	6
10	42	40	34	24	33	28	16	18	28	24	24
12	64	66	52	44	51	48	42	44	52	40	40
13¼	81	74	62	56	73	68	52	44	64	56	52
15¼	106	106	88	92	93	90	78	76	90	80	78
17¼	147	134	124	114	126	122	112	102	122	112	102
19¼	183	176	150	152	159	152	132	136	152	140	136
21¼	226	220	204	186	202	192	182	172	196	180	176
23¼	268	262	236	228	249	238	216	212	242	224	216
25	316	302	274	272	291	278	250	240	286	264	246
27	375	360	336	324	345	330	298	288	340	320	300
29	430	416	390	380	400	388	356	348	400	380	352
31	495	482	452	448	459	450	414	400	456	436	414
33	579	554	520	504	526	514	484	464	526	504	486
35	645	622	586	576	596	584	548	536	596	572	548
37	729	712	662	648	672	668	626	608	668	636	614
39	808	792	744	732	756	736	704	692	748	728	700
42	947	918	874	868	890	878	834	808	890	856	830
45	1095	1068	1022	1000	1035	1008	966	948	1028	992	972
48	1241	1220	1176	1148	1181	1162	1118	1092	1180	1136	1100
54	1577	1572	1510	1480	1520	1492	1436	1416	1508	1468	1442
60	1964	1940	1882	1832	1884	1858	1800	1764	1886	1840	1794
66	2390	2362	2282	2260							
72	2861	2828	2746	2708							
78	3368	3324	3236	3216							
84	3920	3882	3784	3736							
90	4499	4456	4370	4328							
96	5144	5104	4986	4936							
108	6546	6494	6360	6300							
120	8117	8038	7870	7812							

A6. Correlación para transferencia de calor en la coraza

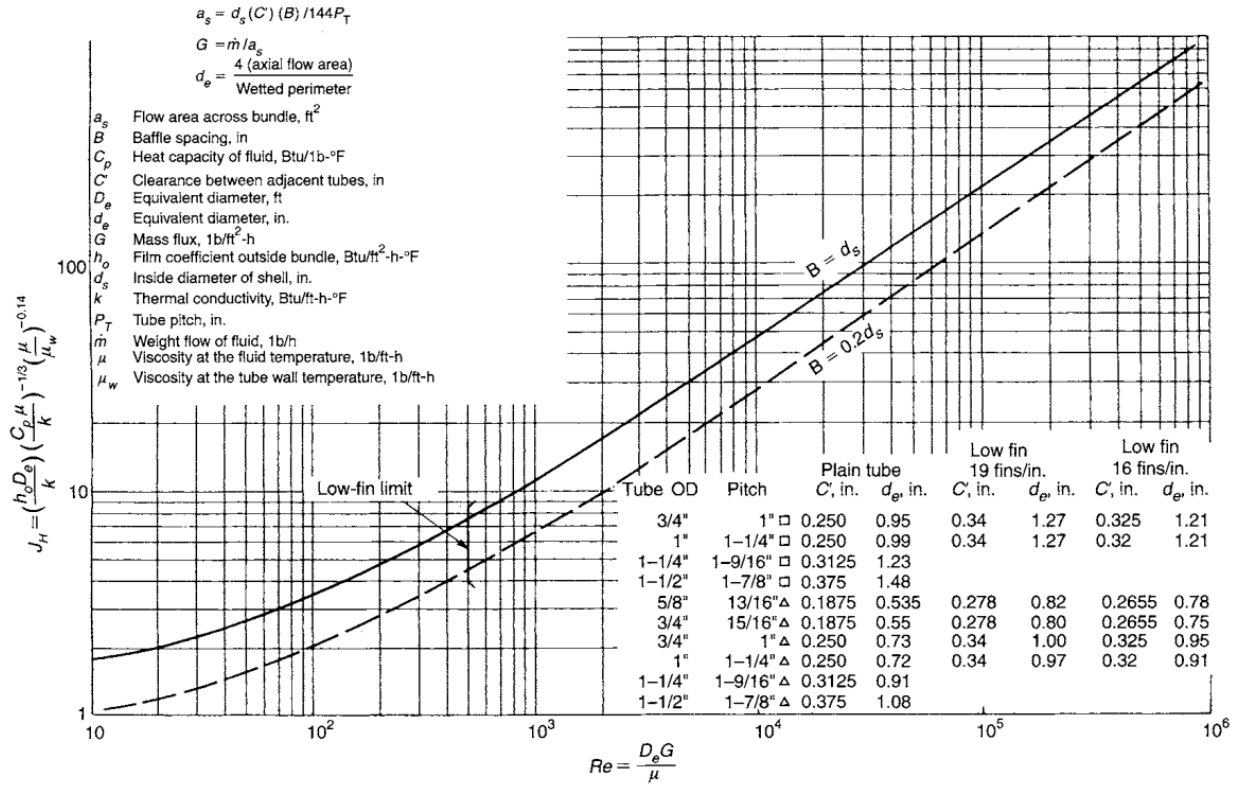


Figura 98. Correlación para transferencia de calor en la coraza (Serth, 2007).

A7. Guía para tamaño de boquilla

Tabla 46. Guía para tamaño de boquilla (Serth, 2007).

Shell size, inches	Nominal nozzle diameter, inches
4-10	2
12-17.25	3
19.25-21.25	4
23-29	6
31-37	8
39-42	10

A8. Valores típicos de factor de ensuciamiento

Tabla 47. Valores típicos de factor de ensuciamiento [$\text{hft}^2\text{F}/\text{Btu}$] (*Serth, 2007*).

<i>Cooling water streams^a</i>	
• Seawater	0.0005–0.001
• Brackish water	0.001–0.002
• Treated cooling tower water	0.001–0.002
• Municipal water supply	0.001–0.002
• River water	0.001–0.003
• Engine jacket water	0.001
• Distilled or demineralized water	0.0005
• Treated boiler feedwater	0.0005–0.001
• Boiler blowdown	0.002
<i>Service gas streams</i>	
• Ambient air (in air-cooled units)	0–0.0005
• Compressed air	0.001–0.002
• Steam (clean)	0–0.0005
• Steam (with oil traces)	0.001–0.002
• Refrigerants (with oil traces)	0.002
• Ammonia	0.001
• Carbon dioxide	0.002
• Flue gases	0.005–0.01
<i>Service liquid streams</i>	
• Fuel oil	0.002–0.005
• Lubrication oil	0.001
• Transformer oil	0.001
• Hydraulic fluid	0.001
• Organic heat-transfer fluids	0.001–0.002
• Refrigerants	0.001
• Brine	0.003

A9. Valores típicos de coeficiente global de transferencia de calor (U [Btu/hft²°F]) para aerocondensadores

Tabla 48. Valores típicos de coeficiente global de transferencia de calor (U [Btu/hft²°F]) para aerocondensadores (Serth, 2007).

Service	U_D (Btu/h · ft ² · °F)
<i>Liquid Coolers</i>	
Engine jacket water	6.1–7.3
Process water	5.7–6.8
Ethylene glycol (50%) – water	4.4–4.9
Light hydrocarbons	4.2–5.7
Light gas oil	3.3–4.2
Light naphtha	4.2
Hydroformer and platformer liquids	4.0
Residuum	0.5–1.4
Tar	0.2–0.5
<i>Gas coolers</i>	
Air or flue gas, 50 psig ($\Delta P = 1$ psi)	0.5
Air or flue gas, 100 psig ($\Delta P = 2$ psi)	0.9
Air or flue gas, 100 psig ($\Delta P = 3$ psi)	1.4
Hydrocarbon gases, 15–50 psig ($\Delta P = 1$ psi)	1.4–1.9
Hydrocarbon gases, 50–250 psig ($\Delta P = 3$ psi)	2.3–2.8
Hydrocarbon gases, 250–1500 psig ($\Delta P = 5$ psi)	3.3–4.2
Ammonia reactor stream	4.2–5.2
<i>Condensers</i>	
Light hydrocarbons	4.5–5.0
Light gasoline	4.5
Light naphtha	3.8–4.7
Heavy naphtha	3.3–4.2
Reactor effluent (platformers, hydroformers, reformers)	3.8–4.7
Ammonia	5.0–5.9
Amine reactivator	4.7–5.7
Freon 12	3.5–4.2
Pure steam (0–20 psig)	6.3–9.4
Steam with non-condensables	3.3