



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y PLANIFICACIÓN DEL MONTAJE DE UNA MÁQUINA
PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN PARA USO
DOCENTE**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

**BRIAN PAUL BOSCH MASSAI
SEBASTIÁN TOMÁS SEPÚLVEDA DURAND**

PROFESORA GUÍA:
MÓNICA ZAMORA ZAPATA

PROFESOR CO-GUÍA:
KIM HAUSER VAVRA

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM
RUBÉN FERNÁNDEZ URRUTIA

SANTIAGO DE CHILE

2022

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: **BRIAN PAUL BOSCH MASSAI**
SEBASTIÁN TOMÁS SEPÚLVEDA DURAND
FECHA: 2022
PROF. GUÍA: MÓNICA ZAMORA ZAPATA

DISEÑO Y PLANIFICACIÓN DEL MONTAJE DE UNA MÁQUINA PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN PARA USO DOCENTE

Una máquina de refrigeración solar por absorción es aquella que utiliza el fenómeno de absorción para enfriar un cuerpo, aprovechando el calor del sol como principal fuente de energía. Es una tecnología en desarrollo que presenta un potencial para ayudar a mitigar el cambio climático. Al utilizar una fuente de calor renovable y un refrigerante con un menor impacto ambiental, como es el agua, el desarrollo de esta tecnología puede llevar a un cambio importante en el consumo energético global. Además, el uso de radiación solar como principal fuente de energía puede ayudar a disminuir la demanda de electricidad que también se encuentra y prevalecerá en alza durante las próximas décadas.

Se diseñó una máquina prototipo de refrigeración por absorción de simple efecto que utiliza bromuro de litio (LiBr) y agua (H₂O). Su principal fuente de energía corresponde al recurso solar de su ubicación geográfica en Santiago de Chile (33° de latitud sur), la cual se obtiene a partir de un colector solar. Se diseñó un modelo matemático en código EES de la operación nominal en estado estacionario. La solución entrega una potencia de enfriamiento del orden de 1 kW al enfriar un cuerpo de agua desde la temperatura ambiente hasta los 14°C, utilizando un generador abastecido por agua caliente a 70°C, la cual es calentada con energía solar térmica, lo que entrega un *COP* de diseño de 0,72. La máquina opera a presiones subatmosféricas del orden de 1 a 5 kPa, por lo cual se diseñó de forma totalmente hermética.

Para visualizar y dimensionar la máquina, también se diseñó un modelo CAD en 3D de todos sus componentes mediante el uso del software Autodesk Inventor 2019. Esta máquina contempla un sistema de instrumentación para caracterizar el ciclo termodinámico en tiempo real, permitiendo utilizarla para fines docentes. Además, el diseño contempla una estación modular, desmontable y móvil, ubicada en la azotea de un edificio.

Adicionalmente, se elaboró una lista de cotizaciones de todos los componentes de la máquina y una estimación de costos de manufactura. Se estimó un costo total de \$7.678.123 CLP siendo la inversión más cara la mezcla de solución LiBr-H₂O.

A nuestros seres queridos

B.B. & S.S.

Agradecimientos

Agradecemos a la profesora Mónica Zamora y al profesor Kim Hauser por ofrecernos realizar este proyecto en conjunto, tan desafiante y lleno de aprendizajes y por ser un apoyo permanente a lo largo de todas las etapas del trabajo. A Juan Manuel González, estudiante de postgrado y compañero de la facultad, por compartir su trabajo de investigación junto al nuestro. A los profesores de comisión: Rubén Fernández y Álvaro Valencia por su apoyo y asesoría durante este trabajo. Al profesor José Cardemil, al profesor Juan Carlos Salgado, a todos los que nos brindaron su apoyo y guía.

A nuestras familias, amigos, seres queridos, a Gabriela Soto, Roma y Cuca, por su fundamental apoyo y cariño durante nuestro periodo de estudios.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Objetivos y Alcances	3
1.1.1. Objetivo general	3
1.1.2. Objetivos específicos	3
1.1.3. Alcances	3
2. Antecedentes	4
2.1. Principio de refrigeración y bomba de calor	4
2.1.1. Tipos de tecnologías de refrigeración	5
2.1.2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	5
2.1.3. Tipos de refrigerantes	6
2.1.4. Coeficiente de rendimiento	7
2.2. Ciclo de refrigeración por absorción de vapor	8
2.2.1. Principio de absorción y desorción	8
2.2.2. Diagrama termodinámico	9
2.2.3. Coeficiente de rendimiento	11
2.3. Pares de fluidos de trabajo	11
2.3.1. Agua y bromuro de litio	11
2.3.2. Amoniaco y agua	12
2.3.3. Comparación de fluidos de trabajo	13
2.4. Equipo solar	14
2.4.1. Colectores de placa plana	14
2.4.2. Colectores de tubos al vacío	14
2.4.3. Eficiencia de colectores solares	15
2.5. Instrumentación y control	15
2.5.1. Medición de temperatura	15
2.5.2. Medición de presión	16
2.5.3. Medición de flujo másico	16
2.5.4. Visores	16
2.6. Aislación de sistemas	16
2.6.1. Aislación térmica	16
2.6.2. Aislación de vacío	16

2.7. Trabajos anteriores	18
3. Metodología	21
3.1. Caracterización y dimensionamiento del sistema	21
3.2. Diseño de detalle de la máquina prototipo	21
3.3. Selección de equipos y planificación del montaje de la máquina prototipo . .	22
4. Bases del diseño	23
4.1. Consideraciones generales	23
4.1.1. Ubicación	23
4.1.2. Requerimientos del diseño	24
4.1.3. Restricciones del diseño	24
4.2. Selección de tecnologías	25
4.2.1. Fuentes de energía	25
4.2.2. Fluidos de trabajo	25
4.2.3. Ciclo de refrigeración	26
4.2.4. Máquina de refrigeración	26
4.2.5. Cuerpo frío y caliente	26
4.2.6. Bombas	27
4.2.7. Manifold	27
4.3. Diagramas de componentes	27
4.4. Consideraciones técnicas	30
4.4.1. Cristalización	30
4.4.2. Corrosión	30
4.4.3. Vacío	30
4.4.4. Aislación	31
4.4.4.1. Aislación térmica	31
4.4.4.2. Aislación de vacío	31
4.4.5. Efecto de gases no condensables	31
4.5. Control del flujo másico	31
4.5.1. Control de bombas	32
4.6. Medición del flujo másico	32
4.6.1. Agua de enfriamiento y enfriada	32
4.6.2. Agua caliente	32
4.6.3. Solución	32
5. Dimensionamiento de la máquina prototipo	33
5.1. Modelo teórico del ciclo de refrigeración	34
5.1.1. Valores de entrada	34
5.1.2. Balances de masa y concentración de LiBr	35
5.1.3. Estados saturados	36
5.1.4. Balances de energía	38

5.1.5.	Área de transferencia de calor	41
5.1.6.	Coeficiente global de transferencia de calor	42
5.1.7.	Simplificaciones de modelo	45
5.1.8.	COP de refrigeración	46
5.1.9.	Resultados del modelo termodinámico en código EES	46
5.1.10.	Control del flujo másico	48
5.1.11.	Alturas hidráulicas de solución	48
5.2.	Diseño del equipo solar	50
5.2.1.	Estimación del recurso solar	50
5.2.2.	Cálculo de la temperatura del termotanque	51
5.2.3.	Determinación de la operabilidad del termotanque	53
6.	Diseño de la máquina prototipo	54
6.1.	Sistema de refrigeración solar	54
6.1.1.	Tanques	55
6.1.2.	Carcasas	56
6.1.3.	Tapas	57
6.1.3.1.	Tapa izquierda A-E	58
6.1.3.2.	Tapa derecha A-E	59
6.1.3.3.	Tapa izquierda G-C	59
6.1.3.4.	Tapa derecha G-C	60
6.1.4.	Bandejas	61
6.1.5.	Intercambiadores de calor	61
6.1.6.	Selección de bombas y sus métodos de control	62
6.1.6.1.	Bombas de agua de enfriamiento y enfriada	62
6.1.6.2.	Bomba de agua caliente	62
6.1.6.3.	Bomba de solución	62
6.1.7.	Válvulas	62
6.1.8.	Selección de mangueras	63
6.1.9.	Sistema de bidones de agua	64
6.1.10.	Selección de manifolds	64
6.1.11.	Selección de trampa de vacío	65
6.1.12.	Selección de aislación térmica	65
6.1.13.	Selección de aislación de vacío	65
6.1.14.	Visores	65
6.1.15.	Instrumentación	66
6.1.15.1.	Medición de temperatura	66
6.1.15.2.	Medición de presión	66
6.1.15.3.	Medición de flujo másico	66
6.1.16.	Estación de trabajo	67
7.	Planificación del Montaje	69

7.1.	Procesos de manufactura	69
7.1.1.	Manufactura de carcasas	69
7.1.2.	Manufactura de tapas	69
7.1.3.	Manufactura de bandejas	70
7.2.	Montaje del sistema de refrigeración	70
7.2.1.	Ensamble del tanque A-E	70
7.2.2.	Ensamble del tanque G-C	71
7.2.3.	Ensamble de la máquina prototipo con las mangueras externas	72
7.3.	Manual de operación	72
7.3.1.	Cómo introducir la mezcla de solución	72
7.3.2.	Puesta en marcha de la máquina	73
7.4.	Cotizaciones	74
8.	Diseño de las experiencias de laboratorio	76
8.0.1.	Experiencias de funcionamiento general de la máquina	76
8.0.1.1.	Experiencia N°1:	76
8.0.2.	Experiencias de monitoreo y control del generador	77
8.0.2.1.	Experiencia N°1:	77
8.0.2.2.	Experiencia N°2:	77
8.0.3.	Experiencias de monitoreo y control del cooler	77
8.0.3.1.	Experiencia N°1:	77
8.0.3.2.	Experiencia N°2:	78
8.0.3.3.	Experiencia N°3:	78
9.	Conclusiones	79
	Bibliografía	81
	Anexos	82
	Anexo A. Memoria de cálculo	82
A.1.	Recurso solar	82
	Anexo B. Código en EES	87
	Anexo C. Planos mecánicos	93

Índice de Tablas

2.3.1. Tabla comparativa de los pares de refrigerante y absorbedor H ₂ O-LiBr y NH ₃ -H ₂ O. [4]	13
5.1.1. Valores de entrada para condiciones nominales de operación.	34
5.1.2. Títulos de vapor del refrigerante.	38
5.1.3. Dimensiones de los intercambiadores de calor.	41
5.1.4. Parámetros definidos previo al cálculo de la transferencia de calor global.	44
5.1.5. Resultados del cálculo de la transferencia de calor global.	45
5.1.6. Valores generales del cálculo de bomba y válvulas internas.	46
5.1.7. Resultados del modelo termodinámico para condiciones nominales de operación.	47
5.1.8. Estudio de la variación de transferencia de calor respecto al flujo másico.	48
5.1.9. Parametrización de la altura de solución.	49
5.2.1. Datos utilizados para el cálculo de temperatura de salida del colector	50
7.4.1. Cotizaciones	75
A.1.1. Radiación promedio mensual para cada hora del día. [W/m ²]	82
A.1.2. Temperatura ambiental promedio mensual para cada hora en Santiago de Chile. [°C]	83
A.1.3. Calor neto absorbido por el colector cada hora. [W]	83
A.1.4. Temperatura alcanzada en el termotanque luego de un día de exposición. [°C]	84
A.1.5. Temperatura final. [°C]	84
A.1.6. Pérdidas de calor en el termotanque cada hora. [W]	85
A.1.7. Calor absorbido en el termotanque cada hora, considerando pérdidas. [W]	85
A.1.8. Temperatura final en el termotanque a cada hora, considerando pérdidas. [°C]	86

Índice de Ilustraciones

2.1.1. Diagrama del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.	5
2.1.2. Diagrama de presión y entalpía del refrigerante R-134a. Fuente: TecQuipment.	6
2.2.1. Diagrama del proceso de absorción.	8
2.2.2. Diagrama del proceso de desorción.	9
2.2.3. Diagrama del ciclo de refrigeración por absorción de vapor.	10
2.3.1. Diagrama de cristalización de la solución LiBr-H ₂ O.[12]	12
2.7.1. Bakhtiari et al. 2010.	18
2.7.2. Kalogirou et al. 2001	19
2.7.3. Jalil et al. 2017	20
2.7.4. Jeggels et al. 2015	20
4.1.1. Azotea Torre Norte, Beauchef 851.	24
4.3.1. Diagrama de componentes del ciclo de refrigeración de la máquina.	28
4.3.2. Diagrama de componentes del ciclo de aguas externas de la máquina.	29
5.0.1. Diagrama del ciclo termodinámico de la máquina.	33
5.1. Esquema de la parametrización de la altura de solución.	49
5.2.1. Gráfico de temperaturas medias en el termotanque a las 14:00 horas durante 7 días soleados, cada mes.	53
6.1. Dibujo CAD del conjunto principal de la máquina prototipo.	54
6.1.2. Componentes principales del ciclo de refrigeración. Vistas isométricas.	55
6.1.3. Dibujo 3D del tanque A-E.	56
6.1.4. Dibujo 3D del tanque G-C.	56
6.1.5. Dibujos 3D de las carcasas de la máquina.	57
6.1.6. Dibujo 3D de la tapa izquierda A-E.	58
6.1.7. Dibujo 3D de la tapa derecha A-E.	59
6.1.8. Dibujo 3D de la tapa izquierda G-C.	60
6.1.9. Dibujo 3D de la tapa derecha G-C.	60
6.1.10. Dibujo 3D de las bandejas. Vista isométrica.	61
6.1.11. Dibujo 3D representativo de los tubos intercambiadores de calor.	61
6.1.12. Ensamble de conexión de compresión para tubo de cobre 1/4".	63
6.1.13. Ensamble de conexión de compresión para manguera flexible 1/4".	63
6.1.14. Esquema de distribución y funcionamiento de bidones de agua.	64
6.1.15. Dibujo CAD representativo de manifold manufacturado.	65
6.1.16. Estructura de la estación de trabajo.	67

6.1.17. Proyección de área cubierta por el toldo.	68
---	----

Capítulo 1

Introducción

El mercado de refrigeración y climatización se ha desarrollado principalmente en torno a la tecnología de refrigeración por compresión de vapor (RCV), viéndose presente en múltiples aplicaciones industriales, comerciales y residenciales. Esto suele explicarse por razones económicas y tecnológicas. La fuente de energía principal de este tipo de sistemas corresponde a electricidad, la cual puede ser barata y accesible en sectores que posean una red eléctrica desarrollada. Sin embargo, este no es siempre el caso, el uso de sistemas RCV puede significar un gran porcentaje del consumo total de electricidad, generando problemas de sobredemanda en la red eléctrica y aumentando los costos de operación.

Estudios como el reporte *The Future of Cooling* de la Agencia Internacional de la Energía (AIE, 2018) estiman que a nivel global la demanda energética por climatización aumentará debido al calentamiento global de forma sostenida en los próximos 30 años. Esto trae como consecuencia que la demanda de electricidad seguirá aumentando mediante el uso de RCV.

Otra problemática a mitigar es la emisión de gases de efecto invernadero y la desintegración de la capa de ozono. Los primeros refrigerantes desarrollados para los sistemas RCV, los clorofluorocarburos (CFC) y sus derivados, generan un impacto sustancial en este sentido, por lo que se desarrollaron nuevas sustancias tales como los hidrofluorocarburos (HFC), siguiendo el Protocolo de Montreal. Pero a pesar de los avances en la mitigación de este impacto, las sustancias más comunes de este tipo de refrigerantes siguen generando efecto invernadero en la atmósfera terrestre.

Si la eficiencia energética de los sistemas de refrigeración y climatización aumenta, la problemática de demanda eléctrica se vería mitigada. Otra forma de lograr esto es diversificando las fuentes de energía.

Los sistemas de refrigeración por absorción de vapor (RAV) utilizan calor como principal fuente de energía. Este puede ser de naturaleza variada, por ejemplo: calor residual, radiación solar, entre otros. También utilizan electricidad para el funcionamiento de algunos de sus

componentes, pero esta es en cantidades despreciables en comparación al calor refrigerado y a la fuente de calor que consume. Adicionalmente, esta tecnología puede utilizar refrigerantes como agua, el cual no genera impacto medioambiental.

1.1. Objetivos y Alcances

A continuación, se presenta el objetivo general, los objetivos específicos y los alcances del trabajo de título.

1.1.1. Objetivo general

Especificar, diseñar y planificar el montaje de una máquina prototipo de refrigeración por absorción alimentada con energía solar térmica, acondicionado como un equipo de laboratorio que permita su uso en labores docentes de Ingeniería Civil Mecánica.

1.1.2. Objetivos específicos

Los objetivos específicos de este trabajo son:

- a) Determinar los requerimientos y restricciones del diseño, de la fabricación y del montaje de la máquina.
- b) Determinar las condiciones de operación de la máquina, identificar el lugar para su montaje y proyectar el área de ubicación.
- c) Especificar un sistema de instrumentación que permita caracterizar el ciclo termodinámico.
- d) Especificar una lista de componentes y realizar una estimación de costos.
- e) Generar un diseño CAD de la máquina y planos mecánicos de las piezas que deban ser fabricadas.
- f) Diseñar experiencias de laboratorio que permitan estudiar el ciclo termodinámico y la máquina en general.

1.1.3. Alcances

Los alcances de este trabajo contemplan:

- a) Realizar un diseño de detalle para fabricar una máquina prototipo, caracterizar su ciclo termodinámico y estimar su costo.
- b) Realizar un diseño CAD en 3D donde la máquina esté montada con todos sus componentes.
- c) Elaborar planos de manufactura para las piezas de la máquina que se deban fabricar e indicaciones para montar todos los componentes.
- d) Elaborar un manual con experiencias de laboratorio en el contexto de estudio de máquinas térmicas en Ingeniería Civil Mecánica.

Capítulo 2

Antecedentes

En este capítulo se presentarán los antecedentes recopilados durante el trabajo de título pertinentes para cumplir con los objetivos y alcances mencionados anteriormente.

2.1. Principio de refrigeración y bomba de calor

Un sistema de refrigeración es todo aquel capaz de mantener o disminuir la temperatura de un cuerpo cuyo ambiente se encuentra a una mayor temperatura. En particular, un ciclo de refrigeración es aquel donde un agente refrigerante atraviesa un ciclo termodinámico para generar la refrigeración. Su funcionamiento proviene del concepto de bomba de calor, nombre análogo a las bombas hidráulicas que transportan agua desde un medio a otro que posea mayor presión. En este caso se refiere al transporte de calor desde un medio a otro que posea mayor temperatura, aunque en términos generales, cualquier máquina que pueda generar un flujo de calor entre dos cuerpos a cualquier temperatura se le denomina bomba de calor. En el caso particular del ciclo de refrigeración, el transporte de calor ocurre desde un denominado cuerpo frío a otro denominado cuerpo caliente, a través de un fluido de trabajo.

Para lograr la refrigeración, de acuerdo al principio del equilibrio térmico, el refrigerante debe estar a menor temperatura que el cuerpo frío con el que está en contacto y a mayor temperatura que el cuerpo caliente con el que está en contacto. Por lo tanto, el flujo de calor debe ocurrir en al menos dos etapas: una extracción de calor seguida de una entrega de calor.

Para que el refrigerante no requiera de temperaturas alejadas a las de los cuerpos, debe cambiar de fase para aprovechar su calor latente en vez de su calor sensible. En el cuerpo frío se evapora y en el caliente se condensa. De todas formas, si estas dos etapas ocurrieren en forma sucesiva, los tres agentes eventualmente alcanzarían la misma temperatura, de acuerdo al mismo principio térmico. Para evitar esto, deben existir procesos intermedios al cambio de fase, donde el refrigerante cambie de una temperatura a la otra antes de transferir calor con cada cuerpo. La suma de todos estos fenómenos caracterizan al ciclo de refrigeración.

2.1.1. Tipos de tecnologías de refrigeración

Los procesos intermedios del ciclo se definen a partir del tipo de tecnología utilizada. La más desarrollada y que se encuentra en la mayoría de aplicaciones en el mundo es la refrigeración por compresión de vapor. Sin embargo, existe una segunda tecnología en fases de desarrollo y en la cual se enfoca este trabajo de título y corresponde a la refrigeración por absorción de vapor. Existe una tercera tecnología llamada adsorción de vapor la cual ha tenido menos aplicaciones que las dos anteriores y la literatura sugiere que posee un nivel de desarrollo aún menor. En las siguientes secciones se describirá en detalle la termodinámica de los sistemas RCV y RAV.

2.1.2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Los sistemas RCV utilizan dos etapas intermedias para el transporte de calor desde el cuerpo frío al cuerpo caliente, una en cada dirección del flujo. Estas etapas se caracterizan por sus componentes mecánicos principales, los cuales son: el compresor de vapor y la válvula de expansión. Estos se muestran en la Figura 2.1.1 además del ciclo termodinámico completo. Se pueden observar dos zonas que trabajan a alta y baja presión, delimitadas por líneas discontinuas. Esto también está representado por los colores de las flechas de calor Q y trabajo W .

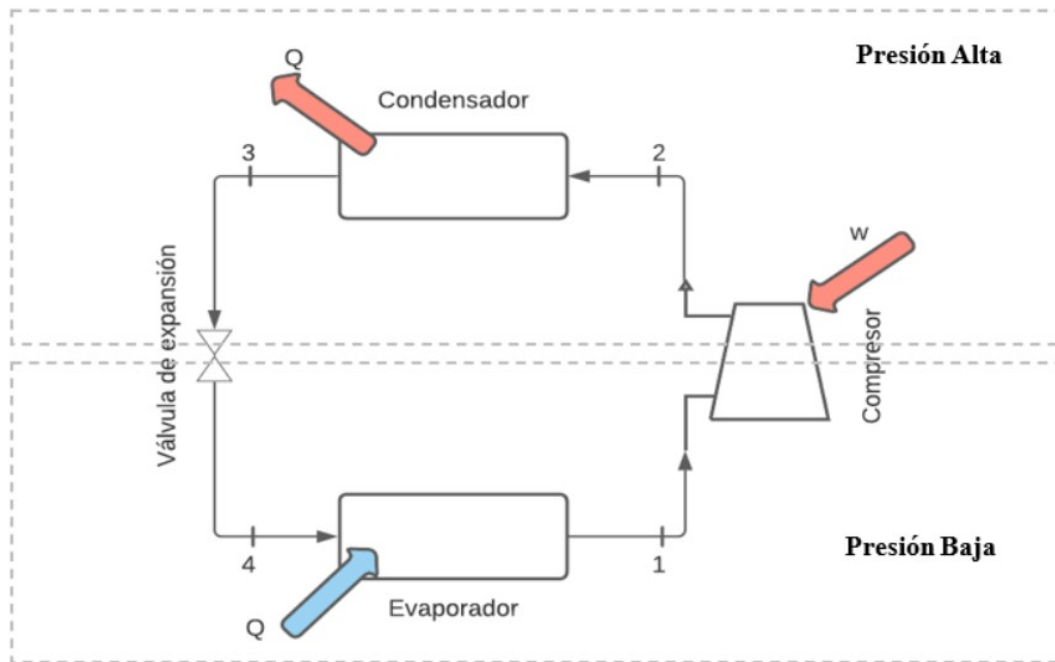


Figura 2.1.1: Diagrama del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

A continuación se describen los cuatro puntos del ciclo termodinámico:

- **1 a 2: Compresión.** El ciclo comienza cuando el refrigerante se encuentra en estado de vapor saturado. Este ingresa al compresor el cual aumenta su presión de forma

isentrópica hasta llegar a la presión alta del sistema.

- **2 a 3: Pérdida de calor en el condensador.** El vapor sobrecalentado de refrigerante del punto 2 ingresa al condensador donde libera calor al cuerpo caliente en un proceso isobárico, hasta condensar todo el refrigerante.
- **3 a 4: Expansión.** Ahora el refrigerante en estado líquido saturado a la presión alta del sistema pasa por la válvula de expansión la cual disminuye su presión hasta el punto más bajo del sistema y por ende la temperatura también disminuye, obteniendo en el punto 4 vapor húmedo de bajo título.
- **4 a 1: Captación de calor en el evaporador.** Luego de la caída de presión, es necesario que la temperatura del refrigerante disminuya por debajo de la temperatura del cuerpo frío. Al cumplirse esta condición, el cuerpo frío es capaz de transmitir calor al refrigerante y evaporarlo hasta la saturación, volviendo al punto 1 del sistema.

2.1.3. Tipos de refrigerantes

Los refrigerantes más comunes para este tipo de tecnología son los HFC tales como la clasificación R-134a. Sus rangos de operación se encuentran dentro de los valores de la Figura 2.1.2 donde se muestra un diagrama de presión y entalpía del refrigerante R-134a y se trazó a modo de ejemplo un ciclo de refrigeración con sus cuatro puntos característicos.

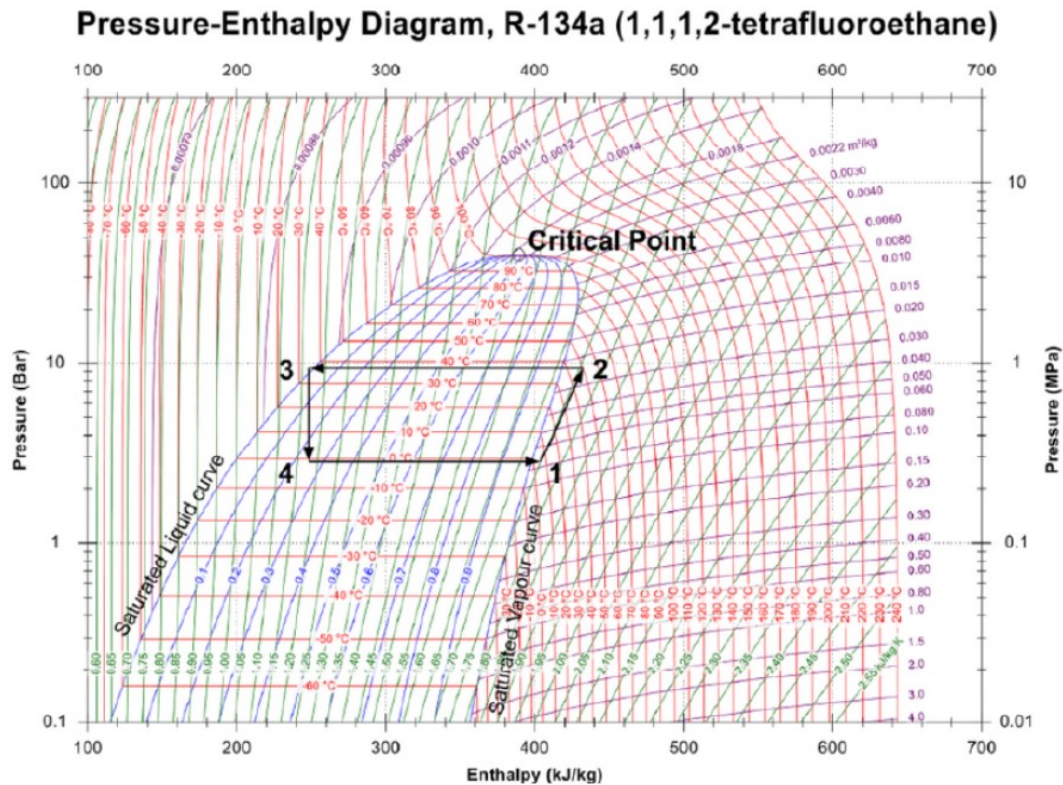


Figura 2.1.2: Diagrama de presión y entalpía del refrigerante R-134a. Fuente: TecQuipment.

2.1.4. Coeficiente de rendimiento

El coeficiente de rendimiento (en adelante COP por sus siglas en inglés: Coefficient of Performance) es la representación de la eficiencia energética del sistema de climatización. Es la relación entre el calor Q útil de calentamiento (bomba de calor) o enfriamiento (refrigeración) y el trabajo W entrante al sistema. El COP de una máquina representa la cantidad de unidades de calor que transfiere, por cada unidad de energía que utiliza. Este factor puede tener un valor superior a 1, ya que el calor útil no sólo puede provenir de la fuente de energía sino también del entorno.

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (2.1)$$

Donde:

- COP : Coeficiente de rendimiento [1].
- Q : Calor útil de calentamiento o enfriamiento [W].
- W : Trabajo entrante al sistema [W].

El COP de enfriamiento y el de calentamiento son entonces diferentes ya que para el primero la fuente de interés es el calor removido del cuerpo frío, mientras que en el segundo, es el calor entregado al cuerpo caliente. Se denominan de la siguiente manera:

$$COP_r = \frac{Q_f}{W} \quad (2.2)$$

$$COP_c = \frac{Q_c}{W} \quad (2.3)$$

Donde:

- COP_r, COP_c : Coeficiente de rendimiento de enfriamiento y calentamiento [1].
- Q_f : Calor removido del cuerpo frío [W].
- Q_c : Calor entregado al cuerpo caliente [W].

Aplicando la primera ley de la termodinámica sobre conservación de la energía se tiene que $W = Q_c - Q_f$, por lo que podemos despejar las ecuaciones 2.2 y 2.3 en términos de los calores Q_f y Q_c .

$$COP_r = \frac{Q_f}{Q_c - Q_f} \quad (2.4)$$

$$COP_c = \frac{Q_c}{Q_c - Q_f} \quad (2.5)$$

2.2. Ciclo de refrigeración por absorción de vapor

Los sistemas RAV utilizan el mismo concepto de válvula de expansión que los RCV, pero en el caso del compresor, este corresponde a un sistema de varios componentes que funcionan en base al fenómeno de absorción y desorción de vapor. Para entender este nuevo sistema intermedio es necesario definir primero estos fenómenos.

2.2.1. Principio de absorción y desorción

La absorción es un fenómeno exotérmico que ocurre con ciertos pares de fluidos, un líquido y un vapor, los cuales al entrar en contacto sienten una atracción electromagnética que introduce al vapor dentro del líquido a través de la superficie de contacto. Al ser absorbido, el vapor cambia de fase pasando a formar parte del líquido y generando una solución (o disolución) o mezcla de fluidos. En la Figura 2.2.1 se muestra un diagrama del proceso de absorción. En el caso del sistema RAV el vapor corresponde al refrigerante y el líquido se denomina absorbente. Este proceso ocurre dentro de un componente denominado absorbedor.

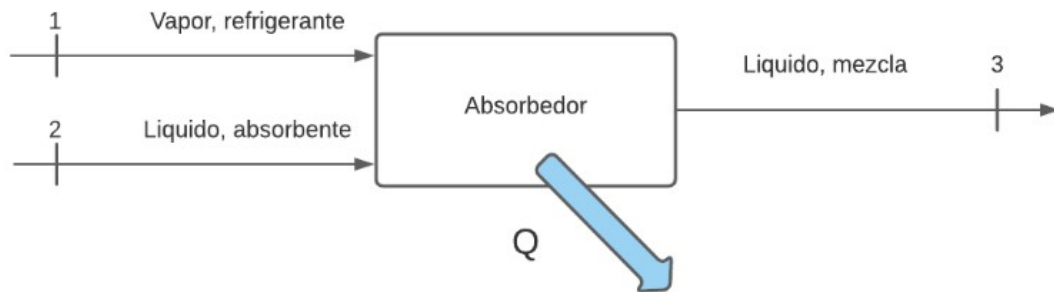


Figura 2.2.1: Diagrama del proceso de absorción.

Por otro lado, el proceso de la desorción corresponde al inverso de la absorción, un proceso del mismo par de refrigerante y absorbedor, en donde estos fluidos son separados al introducir calor al sistema, evaporando al refrigerante desde su estado líquido dentro de la solución. Este proceso ocurre en un componente denominado generador, como se muestra en la Figura 2.2.2.

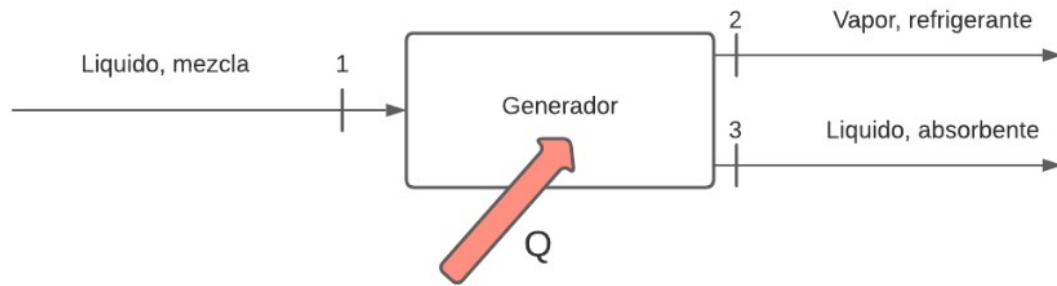


Figura 2.2.2: Diagrama del proceso de desorción.

2.2.2. Diagrama termodinámico

El ciclo de refrigeración por absorción utiliza dos fluidos de trabajo. Anteriormente se mencionó que el fluido portador de calor se denomina refrigerante. Además de este existe un segundo fluido de trabajo denominado solución, el cual corresponde a una mezcla líquida de un agente absorbente y otro absorbido, siendo este último el refrigerante. Es decir, existe una transferencia de masa entre la solución y el refrigerante, adicional a la transferencia de calor.

El sistema de absorción consta de dos tanques interconectados, denominados absorbedor y generador, en los cuales ocurre la absorción y desorción, respectivamente. Adicionalmente, se incluye un regenerador de calor donde se cruzan los fluidos de trabajo y sirve para mejorar el rendimiento o COP del sistema. Esta configuración se denomina RAV de simple efecto. En caso que el calor de entrada opere a temperaturas superiores a cierto rango (alrededor de los 100°C), se agrega una segunda etapa de generación de vapor, una para operar a la temperatura alta y otra a una temperatura intermedia. A esta configuración se le denomina RAV de doble efecto. Si las temperaturas de entrada son aún mayores, se puede agregar una tercera etapa de generación, llamándose RAV de triple efecto.

En la Figura 2.2.3 se muestra el diagrama del ciclo de refrigeración por absorción de vapor. A continuación se procederá a enumerar y describir en detalle cada uno de estos procesos o puntos del ciclo.

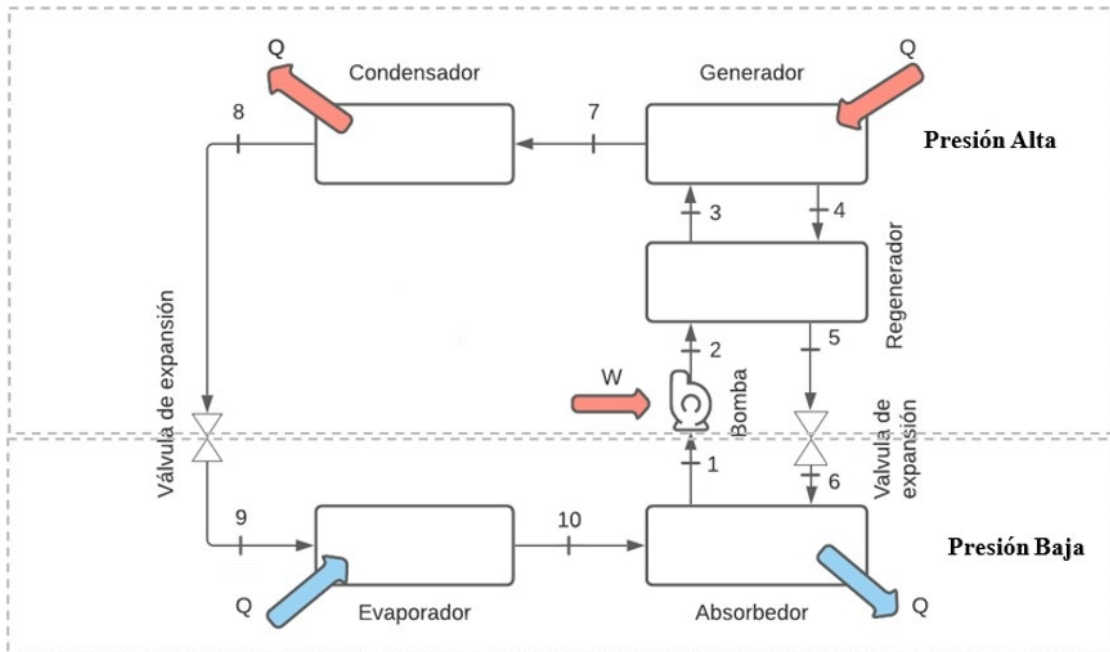


Figura 2.2.3: Diagrama del ciclo de refrigeración por absorción de vapor.

- **Punto 1:** Salida de solución débil en estado saturado.
- **Punto 2:** Bombeo de solución débil.
- **Punto 3:** Aumento de temperatura de solución débil.
- **Punto 4:** Salida de solución fuerte.
- **Punto 5:** Disminución de temperatura de solución fuerte.
- **Punto 6:** Caída de presión isoentálpica de solución fuerte.
- **Punto 7:** Liberación de vapor de agua en estado saturado.
- **Punto 8:** Condensación de agua.
- **Punto 9:** Caída de presión isoentálpica de agua.
- **Punto 10:** Evaporación de agua.

Los procesos 7-8 (condensador), 8-9 (válvula de expansión) y 9-10 (evaporador) ya fueron explicados anteriormente. El punto 10 corresponde a vapor saturado de refrigerante, este entra al absorbedor donde es absorbido por la solución. En el punto 1, esta mezcla es luego impulsada por una bomba hasta el punto 2. Luego, se le aumenta la temperatura en el regenerador, con el objetivo de aumentar la eficiencia del sistema. Al ingresar la solución al generador ocurre la desorción, generando vapor de refrigerante que es luego liberado hacia el punto 7, donde continúa el ciclo de refrigeración ya descrito. Por otra parte, la solución fuerte es devuelta por el punto 4, donde transfiere su calor remanente en el regenerador antes de regresar al absorbedor, completando el ciclo.

2.2.3. Coeficiente de rendimiento

En el caso de la refrigeración por absorción se utiliza calor como fuente de energía. También tiene una fuente de trabajo para componentes como bombas pero en la práctica esta es despreciable en comparación a la fuente de calor. Por lo tanto el COP_r de refrigeración por absorción es:

$$COP_r = \frac{Q_{out}}{Q_{in} + W_{in}} \quad (2.6)$$

Donde:

- Q_{in} : Fuente de calor [W].
- Q_{out} : Calor útil de refrigeración [W].
- W_{in} : Fuente de trabajo [W].

De acuerdo a referencias bibliográficas, el rango de valores del COP para un sistema de refrigeración por absorción de efecto simple es de 0,5 a 0,7. [4]

2.3. Pares de fluidos de trabajo

Los dos pares de refrigerante con absorbente más estudiados en la literatura, estas son agua con bromuro de litio (H_2O -LiBr) y amoníaco con agua (NH_3 - H_2O), siendo el primer compuesto de cada par el refrigerante y el segundo el absorbente. A continuación se describen algunas características principales a tener en consideración al ocupar estos pares de fluidos de trabajo.

2.3.1. Agua y bromuro de litio

El bromuro de litio (LiBr) es una sal cuyo punto de fusión a presión atmosférica es $552^\circ C$, es decir, para las temperaturas de operación de la máquina se encontraría en estado sólido. Sin embargo, el LiBr se encuentra en estado acuoso al disolverse en agua, generando una solución. En caso de no disolverse se observaría una cristalización de la sal. La cristalización generalmente no daña la máquina estructuralmente pero puede inhabilitarla de seguir funcionando al bloquear el flujo de solución.

En el diagrama de la Figura 2.3.1 se puede observar la curva de cristalización de LiBr, esta depende de la presión, temperatura y concentración de LiBr en la solución.

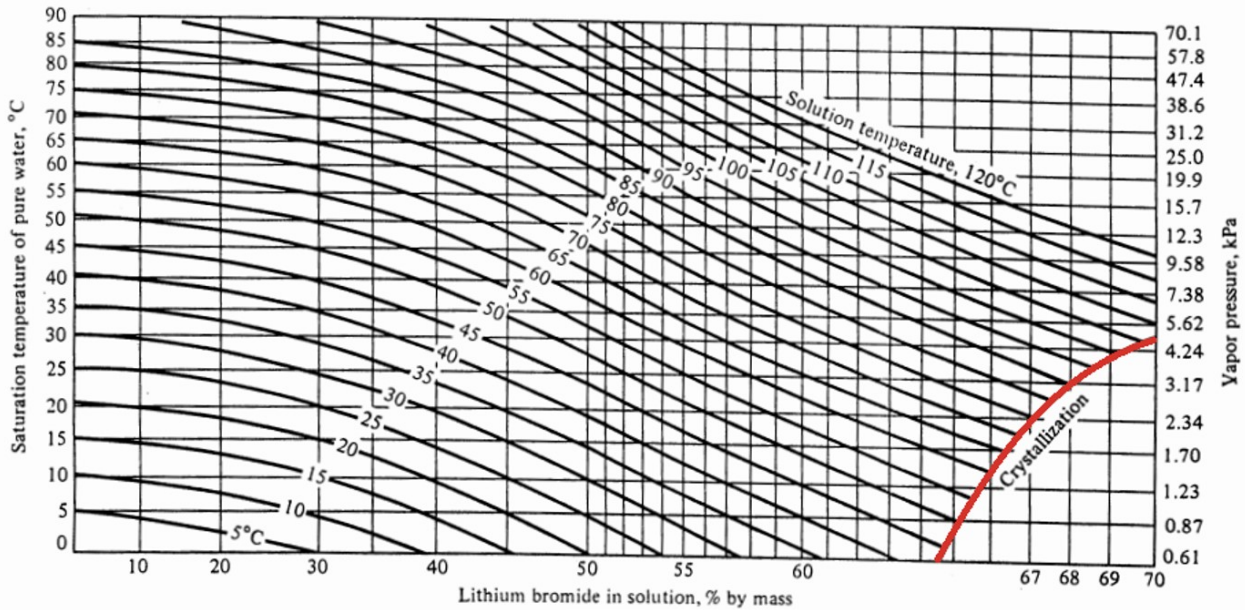


Figura 2.3.1: Diagrama de cristalización de la solución LiBr-H₂O.[12]

Como se puede observar en la Figura 2.3.1, a concentraciones de 65 % y temperaturas de 50°C comienza la cristalización. Para evitar este fenómeno hay que controlar estas variables en todos los puntos del ciclo. También se desprende de la Figura 2.3.1 que las presiones de operación están en el rango de los 0 a 10 kPa, esto quiere decir que se trabaja a presiones subatmosféricas. Para esto es necesario una bomba de vacío que evacúe el aire de los tanques en donde reside la solución. El vacío generado para las presiones de operación se clasifica como un rango bajo de vacío.[3]

2.3.2. Amoníaco y agua

Para utilizar el par NH₃-H₂O como fluido de trabajo, es importante considerar los siguientes factores:

- **Toxicidad:** Según la norma NFPA 704, el amoníaco se clasifica como una sustancia muy peligrosa, por lo que utilizarla puede significar potenciales peligros al momento de su manipulación, especialmente porque el amoníaco se encuentra en estado gaseoso a condiciones atmosféricas y es más pesado que el aire. Debido a esto, su evacuación en un ambiente cerrado o un contenedor abierto no ocurre de manera natural.
- **Rectificación de vapor:** Durante la evaporación del amoníaco disuelto en agua, una parte del agua también se evapora, creando una mezcla de vapores en el flujo de refrigerante. Para purificar el refrigerante, se utiliza un componente rectificador entre el generador y el condensador que destila el agua evaporada de vuelta a la solución. Asegurar el correcto funcionamiento de este componente es importante durante la caracterización teórica del ciclo, donde se asume un balance de masa ideal.

2.3.3. Comparación de fluidos de trabajo

En la Tabla 2.3.1 se muestra una comparación general de ambos fluidos de trabajo en sus distintas categorías y a partir de esta, se pueden definir diferencias y similitudes en el uso de ambos tipos de tecnología.

Tabla 2.3.1: Tabla comparativa de los pares de refrigerante y absorbedor H₂O-LiBr y NH₃-H₂O. [4]

Fluido de trabajo	Temperatura de operación máxima (°C)	Temperatura de operación mínima (°C)	COP	Peligrosidad (norma NFPA 704)	Cristalización
H ₂ O-LiBr	80 a 110	5 a 10	0,5 a 0,7	Peligrosidad: Peligroso (2) Inflamabilidad: No inflamable (0) Toxicidad: No tóxico (0)	LiBr, presenta problemas de cristalización
NH ₃ -H ₂ O	120 a 150	<0	0,5	Peligrosidad: Muy peligroso (3) Inflamabilidad: Se inflama >93° C (1) Toxicidad: No tóxico (0)	NH ₃ , NO presenta problemas de cristalización

A continuación se detallará la comparación de ambos fluidos de trabajo en cada una de las categorías:

- Temperaturas de operación:** El par H₂O-LiBr no suele alcanzar temperaturas por debajo de los 5°C ya que se utiliza agua como refrigerante y para que este trabaje a temperaturas menores y se aleje del punto de solidificación, requiere de presiones del orden de 0,5 kPa lo cual es más bajo que las presiones de operación típicas de este tipo de máquinas. Por lo tanto, no es factible enfriar cuerpos a menos de 5°C, a diferencia del par NH₃-H₂O que utiliza amoníaco como refrigerante y permite enfriar al cuerpo frío hasta los -77°C. [4]
- Coeficiente de rendimiento:** En términos de COP y por lo general, las máquinas de H₂O-LiBr suelen presentar un COP levemente mayor que aquellas de NH₃-H₂O.
- Peligrosidad:** Con respecto a la peligrosidad podemos ver que, según la norma norteamericana NFPA 704 [10], el par H₂O-LiBr tiene una clasificación 2 en la categoría *Peligro para la Salud*, mientras que el par NH₃-H₂O tiene una clasificación 3, ambos representan un nivel de peligrosidad elevado para las personas que se encuentren en contacto directo al fluido, especialmente debido a fugas. En el primer caso, nos referimos a una sustancia en estado líquido o sólido, mientras que el segundo corresponde a un estado gaseoso. Adicionalmente, el par NH₃-H₂O tiene una clasificación 1 en la categoría *Riesgo de Inflamación*, lo que indica que este es inflamable por sobre los 93°C.

- **Cristalización:** Como se puede observar en la Tabla 2.3.1, el LiBr se puede cristalizar bajo ciertas condiciones de operación, esto podría generar bloqueos dentro de los conductos de la máquina, lo que generaría problemas de funcionamiento. Mientras que el par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ no presenta este problema dentro de las condiciones de operación de la máquina.

2.4. Equipo solar

Como se mencionó en la sección de refrigeración por absorción, en el generador se necesita una fuente de calor para que ocurra el fenómeno de la desorción. Por esto se propone un equipo como fuente solar térmica que proporcione este calor ya que, al ser una energía renovable, disminuye el impacto generado al medio ambiente.

Los colectores solares térmicos capturan la radiación solar y la transforman en energía térmica, usualmente son utilizados para calentar agua. Entre todos los colectores existentes se estudian los más comunes y comercializados: colectores de placa plana y colectores de tubos al vacío.

2.4.1. Colectores de placa plana

Fabricados a partir de una cubierta de vidrio, un espacio relleno con aire u otro gas, una placa absorbente sensible a la radiación y tubos colectores conectados en paralelo por donde circula el fluido a calentar. Utiliza un solo fluido de trabajo, es decir, el fluido calentado dentro del colector es también el fluido que proporciona el calor requerido, el más utilizado es agua.

Son los más utilizados para calentar agua en sistemas domésticos, comerciales y en piscinas cubiertas. Estos colectores alcanzan fácilmente temperaturas de 70°C y pueden llegar hasta los 80°C .

2.4.2. Colectores de tubos al vacío

Consta de conductos cilíndricos conectados en paralelo, estos tubos se caracterizan por poseer una capa de vidrio transparente y una capa absorbente, la cual absorbe la radiación solar. Este colector utiliza dos fluidos de trabajo, uno al interior de los tubos, el cual al calentarse se evapora y sube hasta el estanque superior en donde intercambia calor con el fluido principal, comúnmente agua. Luego, el fluido al interior se condensa y baja nuevamente a la zona expuesta al sol.

Estos colectores tienen precios superiores a los de placa plana, pero tienen eficiencias superiores y también alcanzan temperaturas superiores, en el rango de 50° a 170°C .

2.4.3. Eficiencia de colectores solares

La eficiencia η de los colectores depende de características de los materiales con los cuales están contruidos, en donde se incluye el rendimiento óptico y coeficientes de pérdida de calor. También depende de la temperatura ambiente, la temperatura media del fluido y la radiación incidente en el colector.

$$\eta = \eta_{opt} - a_1 \cdot \frac{(T_m - T_a)}{G} - a_2 \cdot \frac{(T_m - T_a)^2}{G} \quad (2.7)$$

Donde:

- η : Eficiencia del colector [1].
- η_{opt} : Rendimiento óptico [1].
- T_m : Temperatura media del fluido interno [°C].
- T_a : Temperatura ambiente [°C].
- a_1 : Coeficiente de pérdida 1 [W/m²-K].
- a_2 : Coeficiente de pérdida 2 [W/m²-K²].
- G : Radiación incidente [W/m²].

Para maximizar la radiación incidente, se recomienda instalar los colectores con una inclinación (respecto a la horizontal) igual a la latitud de la ubicación de este. Por ejemplo, en Santiago de Chile, dicha inclinación corresponde a 33°.

2.5. Instrumentación y control

Para caracterizar las condiciones de operación del ciclo, se necesita un sistema de instrumentación que mida y monitoree diferentes parámetros, descritos a continuación.

2.5.1. Medición de temperatura

Para medir temperaturas dentro del ciclo termodinámico, se utilizan sensores de temperatura. Existen distintos tipos de sensores, dentro de los estudiados y más utilizados están los termopares tipo K y tipo J. Ambos ofrecen un rango de temperatura que oscila entre los -200°C y 1200°C. El termopar tipo K presenta ventajas sobre el tipo J en términos de resistencia a la oxidación.

2.5.2. Medición de presión

Para realizar mediciones de presión se pueden utilizar manómetros o vacuómetros. Los manómetros permiten medir la presión manométrica de un sistema cerrado, estos pueden ser digitales o análogos. Los vacuómetros sirven para medir la caída de presión dentro de un sistema cerrado.

2.5.3. Medición de flujo másico

Existen diversos métodos para medir flujos másicos. Entre los más utilizados se encuentran los caudalímetros, rotámetros, o incluso de forma manual usando un vaso graduado y un cronómetro. La utilización de cada uno de estos depende si se tiene o no acceso al flujo, a las temperaturas y presiones de operación. Esto se detalla en la sección 6.1.15.3 de Bases de Diseño.

2.5.4. Visores

Los visores permiten observar al interior de sistemas sellados completamente. Pueden ser utilizados simplemente para revisar el interior del ambiente o monitorear parámetros varios como el nivel del fluido en un estanque.

2.6. Aislación de sistemas

2.6.1. Aislación térmica

La aislación térmica se requiere cuando se tiene componentes que pueden sufrir pérdidas de calor con el exterior o se requiere preservar el frío. Los más utilizados comercialmente son la espuma elastomérica (EPDM) y los tubos de aislación de poliestireno expandido (EPS). El coeficiente de conductividad térmica de estos materiales es del orden de $0,035 \text{ W/m-K}$. Como referencia, el agua posee una conductividad térmica del orden de $0,6 \text{ W/m-K}$ y el cobre de 385 W/m-K .

2.6.2. Aislación de vacío

Para mantener el vacío dentro de un ambiente, se puede lograr sellando completamente. Esto se logra soldando las uniones de las piezas que componen el sistema. La ventaja de este método es que al fusionar correctamente los materiales mediante soldadura, se asegura un ambiente totalmente aislado al exterior. Una desventaja es que no permite un desmontaje del sistema de forma no destructiva.

Otra forma de lograr el sellado de un ambiente es utilizando O-rings en las uniones de las piezas. Estos se pueden colocar de forma radial interna o externa, o de forma axial interna

o externa, dependiendo de la posición y aplicación de este. Para asegurar el correcto posicionamiento del O-ring, se deben generar ranuras que tienen dimensiones y terminaciones superficiales específicas para diferentes dimensiones. El estándar más utilizado para definir las dimensiones de O-rings y ranuras es el AS568 de la SAE.

Al utilizar estas juntas se recomienda utilizar lubricante que mejora de forma significativa la tasa de pérdida de vacío o *leak rate*, para compresiones menores al 40 %. El *leak rate* se define como:

$$L = 0,7FDPQ(1 - S)^2 \quad (2.8)$$

Donde:

- L : *Leak rate* [$\text{cm}^3_{STD}/\text{s}$].
- F : Razón de permeabilidad del gas a través del elastómero [$\text{cm}^3_{STD}\text{cm}/\text{cm}^2\text{-s-bar}$].
- D : Diámetro interno del O-ring [in].
- P : Diferencia de presión [lb/in^2].
- Q : Factor dependiente de la compresión y lubricación [1].
- S : Compresión de O-ring. [1].

Esta fórmula es una aproximación de los órdenes de magnitud del *leak rate*. Por conveniencia, la fórmula presenta unidades mezcladas, por esto se incluye el factor 0,7 que permite la homogeneidad dimensional. Lo anterior se recomienda en la *Parker O-ring Vacuum Sealing Guide ORD 5705*.

Como método de reforzamiento a la preservación del vacío, se recomienda adherir butilo a las conexiones externas al ambiente en vacío. El butilo es un caucho sintético, tiene una alta impermeabilidad y sus cadenas de polímeros le entregan buenas propiedades de flexión, se adhiere al material mediante moldeo.

2.7. Trabajos anteriores

En esta sección se describirán algunos trabajos de diseño y fabricación de máquinas prototipo de refrigeración por absorción de pequeña escala, utilizando el par $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, que se han realizado en distintas partes del mundo. Estos trabajos sirven para tener una idea más clara de los aspectos principales del diseño tales como selección de materiales, dimensiones generales, formas geométricas, distribución de componentes, circuitos de tuberías, sistemas de instrumentación, etc.

El primero de estos trabajos corresponde a **Bakhtiari et al. 2010**. Entre los aspectos que se consideraron más relevantes está el hecho que se utilizara un ambiente isobárico para el generador y el condensador y otro para el absorbedor y el evaporador. Utiliza dos intercambiadores de calor de tubo y carcasa idénticos, uno para cada ambiente, con dos zonas separadas de intercambio en cada uno. También incluye visores grandes para observar el interior de cada zona de intercambio de calor, como se observa en la Figura 2.7.1. Otro aspecto relevante fue notar la complejidad del circuito de tuberías del sistema y que este sea fabricado en su totalidad a base de cobre soldado, esto ya que el circuito es totalmente rígido y presenta dificultades para desarmar componentes de manera no destructiva.

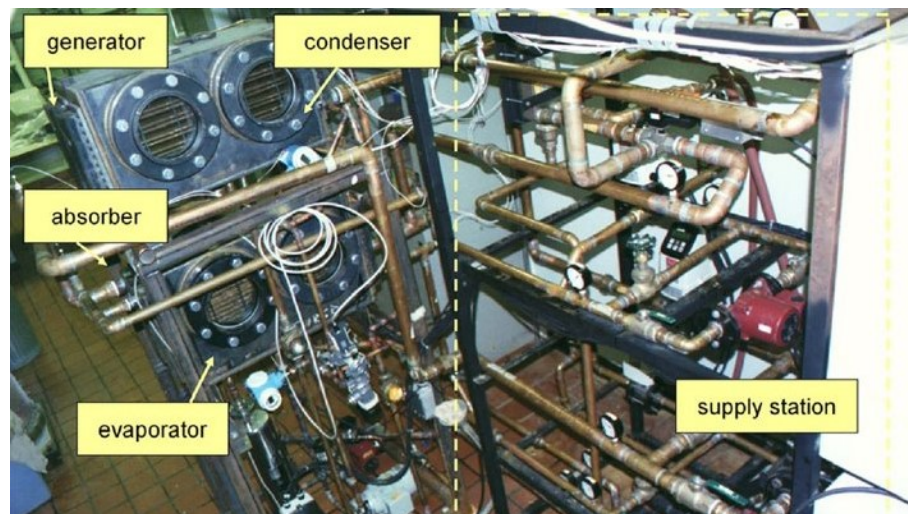


Figura 2.7.1: Bakhtiari et al. 2010.

El segundo trabajo estudiado corresponde a **Kalogirou et al. 2001**. En este diseño se observa que los ambientes isobáricos (generador, absorbedor, evaporador y condensador) se mantienen separados mediante el uso de tuberías grandes de cobre que sirven como carcasas, mientras que los intercambiadores de calor corresponden a tuberías de cobre más pequeñas que atraviesan dicha carcasa. En las tuberías conectoras utiliza un material plástico, transparente y flexible, lo cual muestra cierto grado de facilidad para montar y desmontar componentes y está relacionado a su objetivo específico de modificar la configuración del circuito de tuberías para realizar distintos tipos de mediciones. La disposición de los circui-

tos de tuberías, como se observa en la Figura 2.7.2, presenta cierta complejidad parecida al trabajo de Bakhtiari et al. 2010. Para efectos del presente trabajo, se requiere de un circuito más simple, pensando en las experiencias de laboratorio para fines docentes que se busca diseñar. Adicionalmente, se observa la implementación de un sistema de aislación térmica, únicamente para las carcasas, no así para el sistema de tuberías.

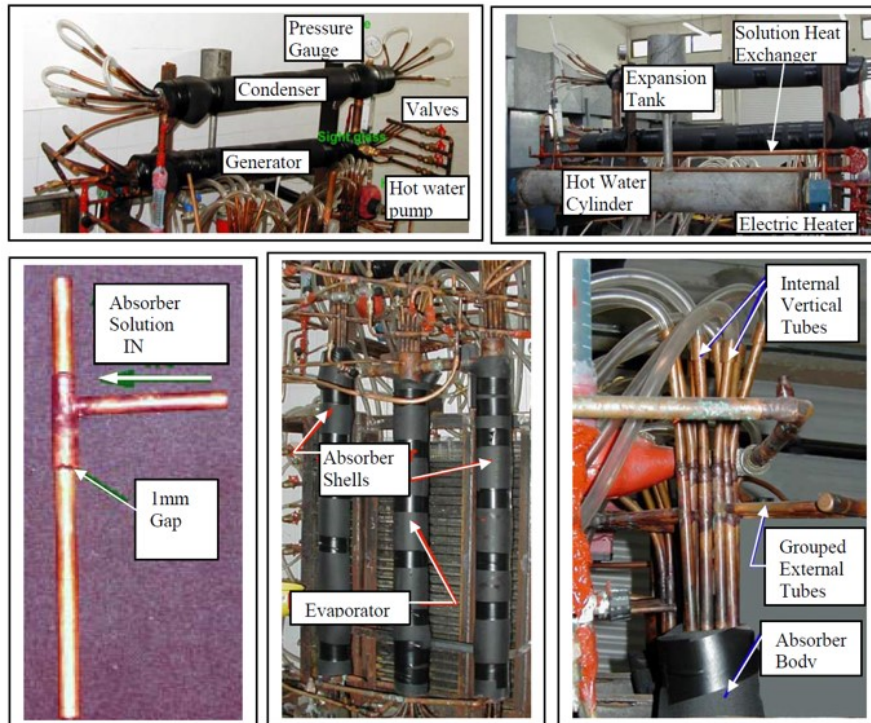


Figura 2.7.2: Kalogirou et al. 2001

El tercer trabajo estudiado corresponde a **Jalil et al. 2017**. Aquí se puede observar una disposición ordenada y enumerada de cada componente principal, donde también se observa la incorporación de una torre de enfriamiento (punto 7 de la Figura 2.7.3). Se observa que en la conexión entre un ambiente isobárico y otro, no utiliza válvulas sino tuberías soldadas a los tanques y pintadas, con forma de U, las cuales proporcionarían una pérdida de carga equivalente a aquella de las válvulas requeridas. Utiliza agua como cuerpo frío, almacenado en un bidón, y tuberías de PVC para el circuito externo, conectadas a *manifolds* a las entradas y salidas de los intercambiadores de tubo y carcasa. Se observa que la bomba de vacío se conecta solo a un ambiente (el inferior, que corresponde al absorbedor y evaporador) y mediante una manguera flexible. También posee un tercer ambiente cercano al suelo para el regenerador y también corresponde a un intercambiador de tubo y carcasa.



Figura 2.7.3: Jalil et al. 2017

El cuarto y último trabajo corresponde a **Jeggels et al. 2015**. En este trabajo se observa que el evaporador y el absorbedor están en un mismo ambiente, mientras el condensador y el generador se encuentran separados. Utiliza visores grandes en los ambientes pero según el estudio realizado, su diseño generó problemas estructurales y de fugas de vacío. Utiliza intercambiadores de calor idénticos en los cuatro componentes. Para las conexiones externas utiliza un material plástico y flexible por lo que se podrían montar y desmontar de manera fácil y no destructiva.

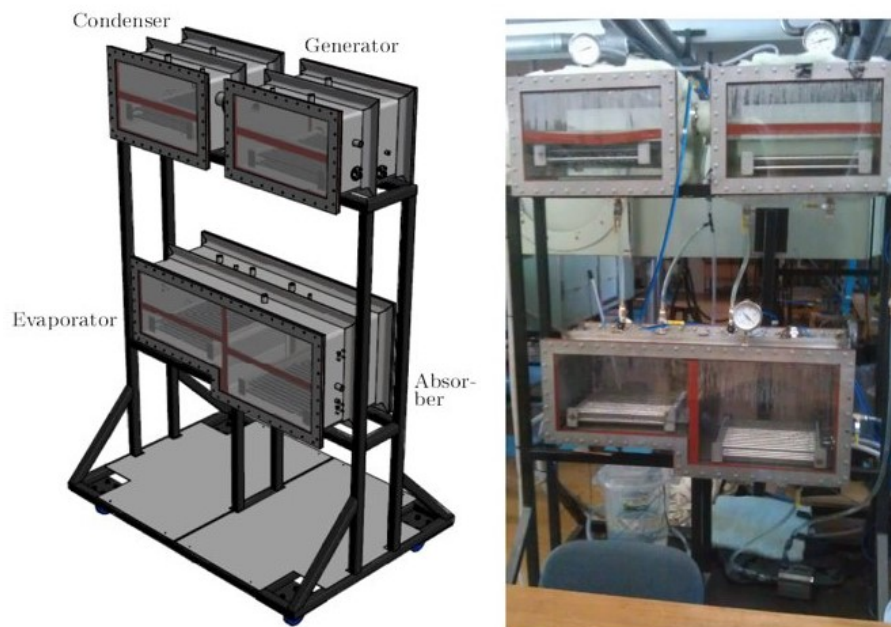


Figura 2.7.4: Jeggels et al. 2015

Capítulo 3

Metodología

El trabajo de título se realizará a través de tres procesos principales. Si bien se define una secuencia para realizar estos procesos, estos están intrínsecamente interconectados, provocando que estos se deban trabajar de manera simultánea.

3.1. Caracterización y dimensionamiento del sistema

El primer proceso corresponde a la caracterización del ciclo termodinámico de una máquina de refrigeración solar por absorción, lo cual va de la mano con una investigación detallada de los requerimientos y las restricciones de montar este sistema en el contexto de uso docente. En esta etapa se determinan todos los factores técnicos y prácticos a considerar en las futuras etapas. Para la caracterización del ciclo se utilizará el software Engineering Equation Solver (EES).

3.2. Diseño de detalle de la máquina prototipo

El segundo proceso corresponde al diseño completo del sistema a un nivel de mayor detalle que el dimensionamiento general de la máquina. En este se elabora un diseño 3D utilizando el software CAD Autodesk Inventor 2019 para cada componente, tanto del ciclo de refrigeración como del sistema solar térmico, de la instrumentación, las estructuras de soporte, etc. El objetivo principal de esta etapa es definir todos los componentes de la máquina y parametrizar todas las dimensiones geométricas para fabricar y montar la máquina, además de determinar la disposición definitiva de todos los componentes y visualizar gráficamente cómo interactúan entre si.

3.3. Selección de equipos y planificación del montaje de la máquina prototipo

El tercer proceso corresponde a la selección y cotización de equipos y la planificación del montaje, donde se elaborarán planos mecánicos y documentos técnicos necesarios para la correcta instalación del equipo en terreno. A partir del diseño CAD se generarán planos de montaje y de fabricación, en caso de ser requeridos para ciertos componentes.

Capítulo 4

Bases del diseño

En este capítulo se establecerán criterios a seguir y algunas decisiones necesarias para realizar las etapas posteriores del diseño de la máquina prototipo.

4.1. Consideraciones generales

Para realizar el proceso de diseño de manera satisfactoria, es necesario comenzar definiendo los criterios generales de diseño. En esta sección se describirán las consideraciones más importantes para cada una de las etapas.

4.1.1. Ubicación

La estación de laboratorio necesitará de una ubicación fija dentro de las dependencias de la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas de la Universidad de Chile (FCFM). El sector que se utilizará como referencia para el diseño corresponde a la azotea de la Torre Norte del edificio Beauchef 851 como se observa en la Figura 4.1.1, esta se encuentra en la Región Metropolitana de Chile, en la comuna de Santiago Centro. La latitud de este lugar es $33^{\circ}27'S$ y su elevación es de 533 m.

En la Figura 4.1.1 se muestra un espacio de referencia para montar la máquina, el cual cuenta con un acceso al interior del edificio donde podrá guardarse y ser protegido del clima. La instalación de la máquina durante su uso debe ser al exterior de la estructura, en un espacio amplio y conexión a la red eléctrica. La ubicación del colector solar debe ser tal que no reciba sombra para aprovechar al máximo el recurso solar.



Figura 4.1.1: Azotea Torre Norte, Beauchef 851.

4.1.2. Requerimientos del diseño

Se tendrá en consideración los siguientes requerimientos generales para el diseño de la máquina.

- a) Que la máquina esté acondicionada para realizar experiencias de laboratorio por parte de estudiantes de pregrado de Ingeniería Civil Mecánica, sin requerir de una capacitación extensa ni presente riesgos a la salud para los usuarios que la manipulen.
- b) Que tenga un diseño modular que posea componentes desmontables (de manera no destructiva), móviles y suficientemente compactos para poder transportar y guardar en los espacios disponibles para instalar el laboratorio.
- c) Que se maximice su vida útil y minimice su mantenimiento a lo largo de los años.

4.1.3. Restricciones del diseño

Se tendrá en consideración las siguientes restricciones generales para el diseño de la máquina.

- a) El sistema de refrigeración por absorción puede presentar problemas de funcionamiento debido a cristalización y corrosión de sus materiales, por los compuestos químicos que forman los fluidos de trabajo. Se debe evitar lo más posible que ocurran estos fenómenos dentro de la máquina para que no falle.
- b) Al estar ubicada en una azotea, se debe tener en consideración la exposición a fenómenos climáticos y a la radiación solar, lo cual puede generar distintas perturbaciones a las condiciones de operación nominales.

- c) El presupuesto monetario estará limitado por los recursos otorgados para su futura construcción. Por lo tanto, se debe minimizar el costo estimado del proyecto.
- d) La selección de materiales y manufactura a utilizar dependerán de la disponibilidad de productos y servicios en el mercado.

4.2. Selección de tecnologías

4.2.1. Fuentes de energía

Las dos principales fuentes de energía son térmica y eléctrica, la primera proveniente del sol mediante el uso de colectores solares térmicos y la segunda proveniente de la red eléctrica disponible desde la azotea del edificio donde está ubicado.

En esta etapa se realiza una estimación a gran escala para ver la factibilidad de una máquina totalmente “*off-grid*”. Esta tendría un total de 20 baterías de 200 Ah lo cual resulta infactible económicamente ya que requeriría una gran cantidad de metros cuadrados de paneles fotovoltaicos, o una gran cantidad de tiempo para cargar todas las baterías. Por lo tanto se descarta la posibilidad de una máquina independiente de la red eléctrica.

4.2.2. Fluidos de trabajo

Como se discutió anteriormente en la sección de antecedentes, hay dos pares de fluido de trabajo principales que se utilizan en sistemas de refrigeración por absorción: agua-bromuro de litio y amoniaco-agua. A continuación, se listan las principales consideraciones que se tuvieron al momento de seleccionar uno de estos dos pares.

- **Toxicidad:** La toxicidad del amoniaco es una restricción importante para la fabricación de la máquina, restringe el diseño a tomar todas las medidas de seguridad necesarias para que personas no calificadas para manipular sustancias tóxicas puedan operar la máquina.
- **Rectificación de vapor:** Se considera que la rectificación de vapor es controlable por medio del diseño, sin embargo, se desea evitar ya que el modelo teórico del ciclo no considera en detalle este fenómeno.
- **Cristalización:** La cristalización del bromuro de litio puede ser controlada mediante un adecuado diseño de la máquina.
- **Capacidad de generar hielo:** La capacidad de generar hielo no es un factor importante para los objetivos del proyecto, se busca la capacidad de enfriar un medio a una temperatura arbitraria.

Dados los puntos descritos anteriormente, la selección definitiva del fluido de trabajo corresponde al par de agua y bromuro de litio.

4.2.3. Ciclo de refrigeración

Se utilizará el ciclo de agua y bromuro de litio (LiBr-H₂O) de efecto simple por sus bajas temperaturas de operación a diferencia del efecto doble o triple y su simpleza en comparación al resto de estas tecnologías.

4.2.4. Máquina de refrigeración

Existen dos componentes principales en la máquina de refrigeración los cuales están cerrados y cada uno se encuentra a la presión alta y baja del ciclo. Estos contienen un espacio de vapor y permiten su libre transporte en el interior. Ya que las presiones del sistema deben ser subatmosféricas se debe evacuar el aire en su interior. Dada la necesidad de despresurizar los ambientes, el diseño elegido para estos corresponde a tanques cilíndricos sellados con la capacidad de preservar el vacío.

Además, deben contener a los fluidos de trabajo en estado líquido y a los intercambiadores de calor que trabajen a sus presiones respectivas. El tanque a presión alta contiene al generador y condensador (en adelante tanque G-C), mientras que aquel a presión baja contiene al absorbedor y evaporador (en adelante tanque A-E). Además, estos deben conectarse mediante tuberías que permitan la circulación de los fluidos entre un tanque y otro.

Cada tanque posee los dos tipos de fluido, la solución de LiBr-H₂O y el agua refrigerante y no deben mezclarse, solo interactuar por medio de la absorción y desorción. También, ambos fluidos trabajan a temperaturas distintas, por lo que se debe evitar tanto la convección como la conducción de calor entre ellos. Por estas razones se decide utilizar una bandeja que separa ambos medios (ver Figura 4.3.1).

4.2.5. Cuerpo frío y caliente

El cuerpo frío del sistema corresponde a un ciclo cerrado de agua. Este le entrega energía al refrigerante en el evaporador, el cual corresponde a un intercambiador de calor indirecto, es decir, los fluidos no están en contacto. A este cuerpo de agua se le denomina “agua enfriada” mientras que su reservorio se denomina *cooler* y corresponde a un bidón. Dentro de este bidón se agrega una resistencia eléctrica la cual permitirá variar la temperatura de entrada del agua desde el cooler a la máquina, pudiendo estudiar el comportamiento de esta bajo distintas condiciones de operación.

El cuerpo caliente también corresponde a un ciclo cerrado de un cuerpo de agua denominado “agua de enfriamiento” y su reservorio se denomina *torre de enfriamiento*, el cual también corresponde a un bidón. El cuerpo caliente extrae energía del refrigerante en el condensador, el cual también corresponde a un intercambiador de calor indirecto (ver Figura 4.3.2).

4.2.6. Bombas

Para lograr la circulación de los fluidos de trabajo a través de los distintos componentes descritos anteriormente, es necesario incorporar un sistema de tuberías impulsado por bombas. Este sistema requiere de un total de cinco bombas, las cuales se detallarán a continuación.

- **Bomba de solución:** Permite el flujo de solución débil del absorbedor al generador. Dado los bajos caudales y posibles problemas de corrosión debido al contacto con la solución, se utilizan bombas peristálticas.
- **Bomba de agua caliente:** Permite la circulación del ciclo cerrado de agua del termotanque al intercambiador del generador. Se utilizan bombas periféricas.
- **Bomba de agua enfriada:** Permite la circulación del ciclo cerrado de agua desde el cooler al intercambiador del evaporador. Se utilizan bombas periféricas.
- **Bomba de agua de enfriamiento:** Permite la circulación del ciclo cerrado de agua desde la torre de enfriamiento al intercambiador del absorbedor, seguido del condensador. Se utilizan bombas periféricas.
- **Bomba de vacío:** Permite la evacuación del aire al interior de la máquina, generando un ambiente de vacío para el refrigerante. Se utilizan bombas de paletas.

4.2.7. Manifold

Se requiere de un manifold para la conexión de cada una de las mangueras de aguas externas a los tubos de intercambio de calor en cada componente (absorbedor, evaporador, generador y condensador). Este manifold debe tener una entrada y una salida para cada tubo del intercambiador de calor.

4.3. Diagramas de componentes

En la Figura 4.3.1 se muestra el diagrama del ciclo de refrigeración de la máquina con una representación de todos los componentes descritos en la selección de tecnologías. Los números del diagrama corresponden a los mismos puntos del ciclo de la Figura 2.2.3

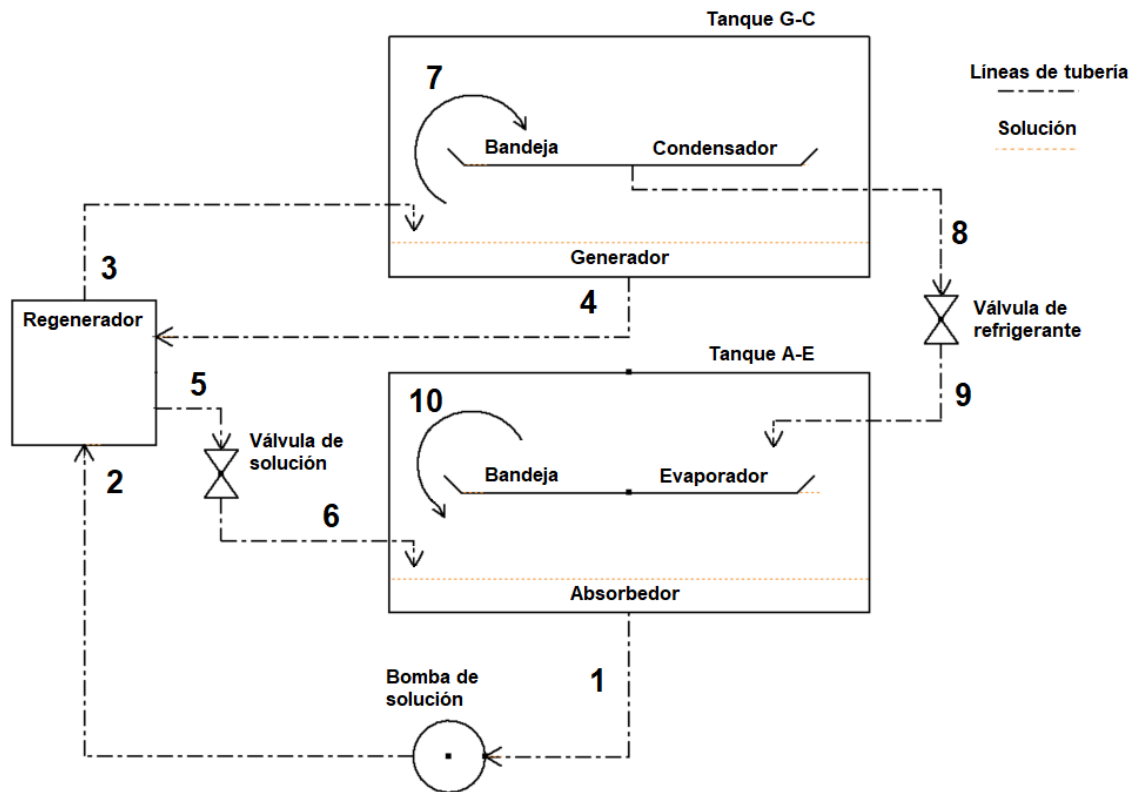


Figura 4.3.1: Diagrama de componentes del ciclo de refrigeración de la máquina.

Como se puede observar en la Figura 4.3.1, el ciclo comienza con la toma de solución desde el fondo del tanque A-E en el punto 1, es impulsada a través de la bomba de solución hasta el punto 2, recibe calor en el regenerador llegando al punto 3 y se vierte en el tanque G-C. Luego, la solución regresa desde el fondo del tanque G-C en el punto 4 cediendo calor en el regenerador y llegando al punto 5, pasa por la válvula de solución hasta el punto 6 para luego ser vertido en el tanque A-E. Por otra parte, el vapor saliente del generador condensa en la bandeja-condensador que corresponde al punto 7, se retira a través del punto 8 y se expande en la válvula de refrigerante hasta llegar al punto 9, el cual luego se vierte en la bandeja-evaporador. Por último, evapora y se absorbe de vuelta al absorbedor en el punto 10, completando el ciclo.

En la Figura 4.3.2 se muestra el diagrama del ciclo de aguas externas de la máquina con una representación de todos los componentes descritos en la selección de tecnologías. Los números del diagrama corresponden a los mismos puntos del ciclo de la Figura 2.2.3.

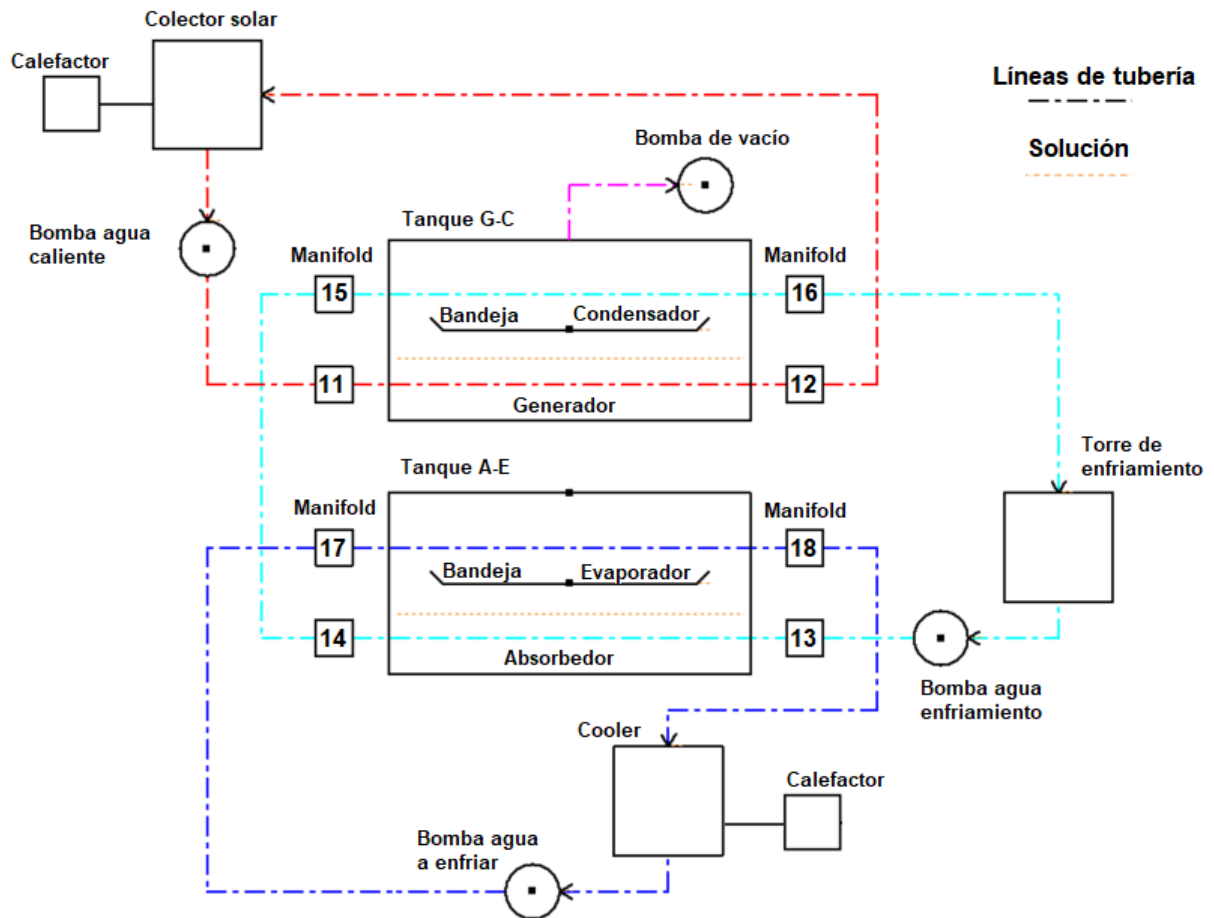


Figura 4.3.2: Diagrama de componentes del ciclo de aguas externas de la máquina.

Como se puede observar en la Figura 4.3.2 las aguas externas corresponden a tres ciclos cerrados que intercambian calor al interior de los tanques. El primer ciclo cerrado de agua corresponde al ciclo de agua caliente proveniente del termotanque que suministra calor al generador. Esta agua es impulsada por la bomba de agua caliente hacia el punto 11, luego ingresa al generador y sale por el punto 12 para ser devuelto al termotanque y calentado por el colector solar. El segundo ciclo cerrado corresponde al de la torre de enfriamiento que retira calor del absorbedor y condensador. Esta agua es impulsada por la bomba de agua de enfriamiento hacia el punto 13, luego ingresa al absorbedor y sale por el punto 14. Luego pasa por el punto 15 en donde ingresa al condensador y sale por el punto 16 para luego ser devuelta a la torre de enfriamiento. El último ciclo cerrado de aguas externas corresponde al retiro de calor del evaporador en el cooler. Esta agua es impulsada por la bomba de agua a enfriar hacia el punto 17, luego entra al evaporador y sale por el punto 18 para ser devuelta al cooler, cerrando el ciclo.

4.4. Consideraciones técnicas

En esta sección se detallarán las consideraciones de diseño relevantes para un correcto funcionamiento de la máquina.

4.4.1. Cristalización

En caso de presentar cristalización parcial, la cual se observaría como un aumento en la viscosidad de la solución, se debe aumentar la temperatura de los componentes que presentan esta cristalización al punto de diluir el fluido de trabajo viscoso tal que las bombas puedan hacer circular el fluido sin problemas.

4.4.2. Corrosión

Dado las presiones subatmosféricas a la cual trabaja la máquina, esta tiene poca presencia de oxígeno por lo cual la tasa de corrosión es baja. Esto permite la utilización de materiales como acero al carbono, acero inoxidable y cobre.

Una forma de controlar la corrosión es mediante el control del pH de la solución. Si este se mantiene en niveles neutros se genera “pasivación”, es decir, se genera una capa protectora de óxido directamente en la superficie. Para controlar el nivel de pH se puede agregar pequeñas cantidades de ácido bromhídrico (HBr) en estado acuoso. Esta adición no altera significativamente los niveles de las soluciones de trabajo ya que son elementos presentes en la solución.

También se puede utilizar inhibidores de corrosión como lo son el cromato de litio (Li_2CrO_4) y el hidróxido de litio (LiOH). Estas se agregan en bajo porcentaje másico para no alterar la composición de los fluidos de trabajo. Se recomienda un porcentaje másico de 0,3% de Li_2CrO_4 y 0,005% de LiOH. [5]

4.4.3. Vacío

Todo el sistema de refrigeración requiere un sellado hermético acondicionado para un vacío de rango bajo. El proceso de generación de vacío consiste en evacuar el aire del espacio de vapor. Al expulsar los gases no deseados también se expulsa vapor de agua, pero se considera una cantidad despreciable para efectos del correcto funcionamiento de la máquina ya que la densidad del vapor de agua es mucho menor al de la solución. Por ejemplo, el vapor de agua a una presión absoluta de 4,4 kPa y a una temperatura de saturación de 31°C tiene una densidad de 0,03 kg/m³, mientras que el agua líquida a las mismas condiciones posee una densidad de 995 kg/m³. El hecho que el vapor de agua se expanda debido a presiones bajas puede generar grandes velocidades de flujo si la sección transversal que cruza no es suficientemente grande, lo que implica grandes caídas de presión. Por ello es que se decide utilizar tanques donde se maximice el espacio de vapor respecto a la superficie libre de absorción.

Otras consideraciones importantes respecto a la generación de vacío son las siguientes:

- El proceso de vacío se acelera si la solución dentro de la máquina es agitada, esto se logra haciendo funcionar la bomba de solución o calentando la solución y permitiendo la evaporación de agua.
- El vapor de agua genera un efecto natural de “purgatorio” de los gases no deseados, eliminando la presión parcial de estos y cubriendo el espacio de vapor.
- Se debe tener en consideración los efectos de la presión hidrostática en el generador ya que puede alcanzar los mismos órdenes de magnitud que la presión de vapor.

4.4.4. Aislación

4.4.4.1. Aislación térmica

Se requiere considerar aislación en todo componente en donde la pérdida de calor con el exterior pueda alterar las temperaturas nominales de operación. Estos componentes son los tanques A-E y G-C, los bidones del cooler y todas las mangueras del circuito.

4.4.4.2. Aislación de vacío

Se debe asegurar hermeticidad dentro de los tanques, mangueras y conexiones que funcionan bajo presiones de vacío.

4.4.5. Efecto de gases no condensables

Dada la química de la corrosión actuando en máquinas de absorción, se produce de forma continua (pero a baja escala) gas de hidrógeno. El hidrógeno es esencialmente inerte y tiene una baja solubilidad en ambos fluidos de trabajo a las temperaturas de operación de la máquina. La presencia de estos gases inertes tiene efectos en la eficiencia de la máquina (COP). Dado esto, se debe tener un mecanismo para evacuar el hidrógeno presente en la máquina. La solución más sencilla es utilizar la bomba de vacío periódicamente de manera de asegurar la evacuación de los gases inertes presentes.

Otro efecto es la contaminación de los tanques por los vapores generados en la bomba de vacío. Para evitarlo, se utiliza una trampa de vacío donde se condensan los vapores haciendo que esto sirva de bloqueo al paso de gases no condensables.

4.5. Control del flujo másico

Para regular el flujo másico de aguas externas y de solución se utilizan bombas, válvulas o llaves de paso.

4.5.1. Control de bombas

Para regular el flujo másico que circula por las bombas se utilizan variadores de frecuencia (“*variable-frequency drive*” o VFD) para el caso de las bombas de agua y un modulador de ancho de pulso (“*pulse-width modulation*” o PWM) para el caso de las bombas peristálticas.

El VFD a utilizar debe tener las mismas características de la bomba, es decir la misma potencia, tener una entrada monofásica y una salida acorde a la bomba a seleccionar. Para el caso de las bombas peristálticas es necesario que el motor sea un motor “*brush*”, para poder ser controlado mediante PWM. Este sistema de regulación de ancho de pulso se controla mediante un ARDUINO. Si se utiliza un motor “*brushless*” no se podría controlar mediante el PWM y se requiere de un circuito con potenciómetro.

4.6. Medición del flujo másico

4.6.1. Agua de enfriamiento y enfiada

El flujo másico que circula por estos circuitos auxiliares se mide con un vaso graduado. Este vaso se coloca en la entrada de agua a los reservorios y junto con un cronómetro se registra el tiempo y el volumen de agua, lo cual nos permite calcular el flujo másico conociendo la densidad del agua.

4.6.2. Agua caliente

Para medir el flujo másico de agua que viene desde el termotanque hacia el generador la situación es más compleja. No se puede utilizar ni flujómetros ni rotámetros, principalmente porque la temperatura de operación puede llegar hasta 90 °C mientras que los instrumentos menos costosos tienen una temperatura de operación máxima que bordea los 60-70 °C. Por lo tanto, para obtener este flujo másico se requiere de una previa calibración o parametrización de la bomba y su controlador VFD. Es decir, se deben hacer pruebas previas al montaje para determinar qué frecuencias se traducen en qué flujos másicos. Para medir el caudal en estas pruebas, se puede utilizar un vaso graduado y un cronómetro como en los circuitos auxiliares.

4.6.3. Solución

Para medir este flujo másico también se debe hacer una calibración previa. Se deben hacer pruebas anteriores al montaje en las cuales se determine mediante el controlador PWM los caudales de solución.

Capítulo 5

Dimensionamiento de la máquina prototipo

En este capítulo se presenta la metodología empleada para el dimensionamiento termodinámico de la máquina. El modelo teórico del ciclo que se describe a continuación está basado en el libro *Absorption Chillers and Heat Pumps* (Herold et al., 2016). El resto de la metodología es de elaboración propia.

En la Figura 5.0.1 se muestra el diagrama del ciclo termodinámico utilizado como referencia para el modelo teórico del dimensionamiento de la máquina. Este diagrama integra los componentes de la Figura 4.3.1 y 4.3.2.

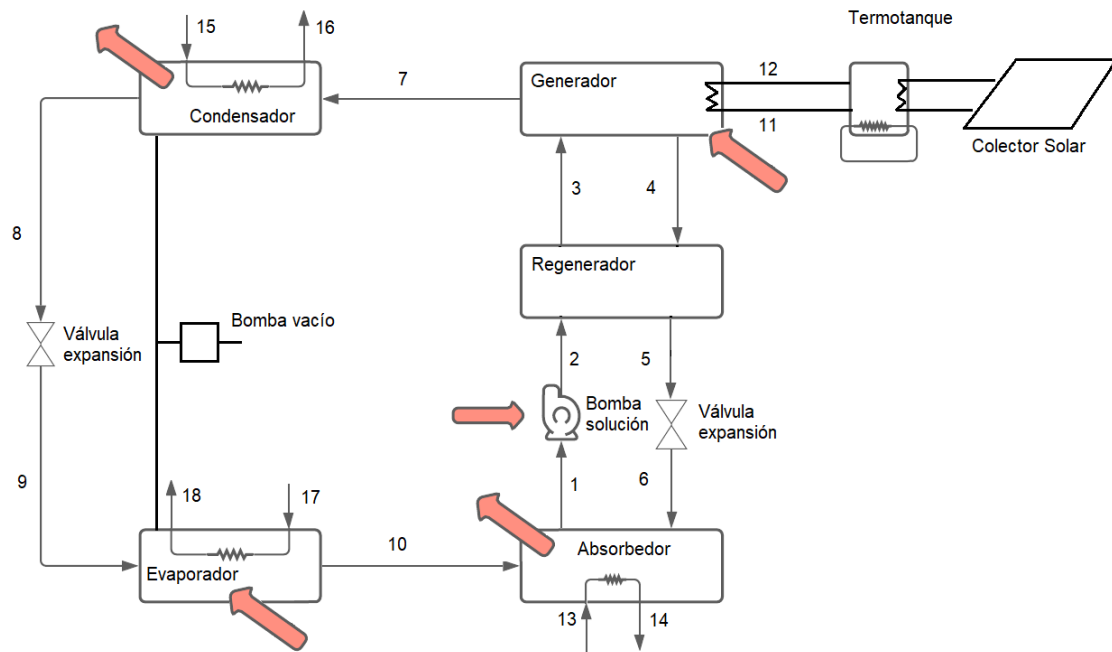


Figura 5.0.1: Diagrama del ciclo termodinámico de la máquina.

5.1. Modelo teórico del ciclo de refrigeración

El modelo físico matemático del ciclo termodinámico tiene como finalidad resolver un sistema de ecuaciones que caracterizan el sistema de refrigeración y a partir de ciertos valores de entrada entrega los siguientes resultados:

- Entrega valores de las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo y el estado termodinámico de cada punto del ciclo (presión, temperatura, entalpía y concentración de LiBr).
- Dimensiona el tamaño, la potencia, el flujo másico y el calor transferido en cada componente.
- Determina el COP del sistema de refrigeración.

El modelo se resuelve mediante herramientas de cálculo computacional, en particular se programa un código en software EES que entrega una tabla de valores para todas las incógnitas del problema. Esta solución representa un estado operativo estacionario dependiente de los valores de entrada escogidos.

5.1.1. Valores de entrada

Los valores de entrada del modelo se pueden obtener a partir de parámetros tales como constantes físicas, condiciones ambientales, simplificaciones de modelo, especificaciones técnicas y condiciones de operación de los equipos seleccionados una vez dimensionado el sistema.

En la Tabla 5.1.1 se presentan los valores de entrada utilizados y una breve descripción de estos. En las siguientes secciones se utiliza el mismo formato para mostrar los resultados del cálculo.

Tabla 5.1.1: Valores de entrada para condiciones nominales de operación.

Parámetro	Valor	Unidades	Descripción
g	9,81	m/s ²	Aceleración de gravedad
P_{atm}	101	kPa	Presión atmosférica
T_{amb}	18	°C	Temperatura ambiente
$c_{p,H2O}$	4,2	kJ/kg-K	Calor específico del agua líquida
x_{ref}	0	1	Concentración de LiBr en refrigerante
\dot{m}_1	0,01	kg/s	Flujo másico de solución
$\dot{m}_{11}, \dot{m}_{13}, \dot{m}_{15}, \dot{m}_{17}$	0,1	kg/s	Flujo másico de aguas externas
T_{11}	70	°C	Temperatura de agua caliente
T_{13}	20	°C	Temperatura de agua de enfriamiento
T_{15}	22	°C	Temperatura de agua de enfriamiento
T_{17}	16	°C	Temperatura de agua a enfriar

Los valores de presión, temperatura y calor específico de la Tabla 5.1.1 se denominan condiciones atmosféricas para los siguientes cálculos. El calor específico del agua se asume constante ya que su variación a lo largo del ciclo se estima despreciable.

La máquina puede operar a distintas temperaturas y flujos másicos, por lo tanto, los valores de la Tabla 5.1.1 son una serie de condiciones iniciales representativas.

5.1.2. Balances de masa y concentración de LiBr

Por el principio de conservación de la materia, la ecuación de continuidad determina que el balance de los flujos másicos \dot{m} de entrada y salida desde cada componente del ciclo es igual a cero. Además, al tratarse de una mezcla de dos sustancias, el mismo balance se cumple para el flujo de concentración de LiBr $\dot{m}x$, medido en porcentaje másico.

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (5.1)$$

$$\sum_{in} \dot{m}x = \sum_{out} \dot{m}x \quad (5.2)$$

Donde:

- \dot{m} : Flujo másico de agua o solución [kg/s].
- x : Concentración de LiBr en porcentaje másico [1].

Aplicando las ecuaciones 5.1 y 5.2 para el generador (puntos 3-4-7) y el absorbedor (puntos 1-6-10) se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$m_6 + m_{10} = m_1 \quad (5.3)$$

$$m_6x_6 = m_1x_1 \quad (5.4)$$

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad (5.5)$$

$$m_3x_3 = m_4x_4 \quad (5.6)$$

Se pueden clasificar tres zonas del ciclo donde se asume que tanto el flujo másico como la concentración de LiBr se mantienen constantes debido a estar unidos en serie y sin bifurcaciones. Estas zonas son: el flujo de solución desde el absorbedor al generador en los puntos

1-2-3, el flujo en sentido contrario en los puntos 4-5-6 y el flujo de refrigerante en los puntos 7-8-9-10, en este último se asume que el refrigerante se encuentra en estado puro, es decir, la concentración de LiBr es nula.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (5.7)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (5.8)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (5.9)$$

$$x_1 = x_2 = x_3 \quad (5.10)$$

$$x_4 = x_5 = x_6 \quad (5.11)$$

$$x_7 = x_8 = x_9 = x_{10} = x_{ref} \quad (5.12)$$

5.1.3. Estados saturados

Para resolver el sistema de ecuaciones del modelo, se consideran estados de saturación en todos los puntos del ciclo. En el caso de la solución LiBr-H₂O, la saturación posee 3 grados de libertad: presión P , temperatura T y concentración χ . Para los flujos de refrigerante se asume que la concentración es siempre nula. En particular, se define una dependencia directa entre propiedades termodinámicas de ciertos puntos del ciclo descritos a continuación.

La presión alta del sistema se calcula a partir de la temperatura de condensación del refrigerante a la salida del condensador y la presión baja a partir de la temperatura de evaporación a la salida del evaporador. Cabe mencionar que todas las variables termodinámicas (presiones, temperaturas, entalpías y concentraciones de solución) son interdependientes.

$$P_{high} = P_{high}(T_8, \chi_8) \quad (5.13)$$

$$P_{low} = P_{low}(T_{10}, \chi_{10}) \quad (5.14)$$

Donde:

- P_{low}, P_{high} : Presión baja y alta del sistema [kPa].
- T_i : Temperatura en el punto i [°C].
- χ_i : Título de vapor del refrigerante en el punto i [1].

La temperatura de la solución en la salida del absorbedor depende de la concentración de saturación a la presión baja del sistema.

$$T_1 = T_1(P_{low}, x_1) \quad (5.15)$$

La temperatura de la solución en la salida del generador depende de la concentración de saturación a la presión alta del sistema.

$$T_4 = T_4(P_{high}, x_4) \quad (5.16)$$

La temperatura del refrigerante a la salida del generador depende de la concentración de saturación a la entrada del generador, a presión alta del sistema.

$$T_7 = T_7(P_{high}, x_3) \quad (5.17)$$

La entalpía depende de la temperatura, la presión y la concentración en cada punto del ciclo. En el caso del refrigerante, sólo depende de la temperatura y la presión o bien puede depender del título de vapor.

$$h_i = h_i(T_i, x_i, P_{low}), \quad i = 1, 6 \quad (5.18)$$

$$h_i = h_i(T_i, x_i, P_{high}), \quad i = 2, 3, 4, 5 \quad (5.19)$$

$$h_7 = h_7(T_7, P_{high}) \quad (5.20)$$

$$h_8 = h_8(T_8, \chi_8) \quad (5.21)$$

$$h_9 = h_9(P_{low}, \chi_9) \quad (5.22)$$

$$h_{10} = h_{10}(T_{10}, \chi_{10}) \quad (5.23)$$

Donde:

- h_i : Entalpía en el punto i [kJ/kg].

En la Tabla 5.1.2 se muestran los valores utilizados en esta sección.

Tabla 5.1.2: Títulos de vapor del refrigerante.

Parámetro	Valor	Unidades	Descripción
χ_8	0	1	Título de vapor en el condensador
χ_{10}	1	1	Título de vapor en el evaporador

5.1.4. Balances de energía

Por el principio de conservación de la energía, la ecuación de transferencia de calor determina que el balance de energía $|Q|$ entre los flujos másicos de entrada y salida desde cada componente del ciclo es igual al calor transferido hacia o desde otro medio. El mismo principio también determina que el balance de energía entre dos flujos másicos de medios distintos es igual al calor transferido entre ellos. Este balance se puede calcular a partir de la entalpía de los flujos h_i , en caso de haber cambios de fase, o el calor sensible $c_p T_i$ en caso contrario.

$$|Q| = \sum_{out} \dot{m}h - \sum_{in} \dot{m}h \quad (5.24)$$

$$|Q| = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in}) \quad (5.25)$$

Donde:

- Q : Calor transferido [kW].
- c_p : Calor específico del fluido [kJ/kg-K].
- T_{in}, T_{out} : Temperatura media del flujo de entrada y salida [°C].

Las transferencias de calor entre fluidos internos del ciclo de refrigeración se calculan a partir de la entalpía en cada punto, aplicando la ecuación 5.24 a cada intercambiador de calor.

$$Q_g = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (5.26)$$

$$Q_a = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 \quad (5.27)$$

$$Q_c = \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_8h_8 \quad (5.28)$$

$$Q_e = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 \quad (5.29)$$

$$Q_r = \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_5h_5 = \dot{m}_3h_3 - \dot{m}_2h_2 \quad (5.30)$$

Donde:

- Subíndices g, a, c, e, r : Generador, absorbedor, condensador, evaporador y regenerador.

Las transferencias de calor entre fluidos externos del ciclo de refrigeración e intercambiadores de calor se calculan a partir del calor sensible de los fluidos externos, en cada punto, aplicando la ecuación 5.25 a cada intercambiador de calor.

$$Q_g = \dot{m}_{11}c_{p,H2O}(T_{11} - T_{12}) \quad (5.31)$$

$$Q_a = \dot{m}_{13}c_{p,H2O}(T_{14} - T_{13}) \quad (5.32)$$

$$Q_c = \dot{m}_{15}c_{p,H2O}(T_{16} - T_{15}) \quad (5.33)$$

$$Q_e = \dot{m}_{17}c_{p,H2O}(T_{17} - T_{18}) \quad (5.34)$$

También es posible calcular el balance de energía en un componente a partir de la transferencia global de calor. Esta determina la cantidad total de energía transferida a lo largo de la superficie de intercambio de calor utilizando un coeficiente global U , un área global A y una diferencia media logarítmica ΔT_{log} .

$$Q = UA\Delta T_{log} \quad (5.35)$$

$$\Delta T_{log} = \frac{(\Delta T_a - \Delta T_b)}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad (5.36)$$

Donde:

- U : Coeficiente global de transferencia de calor [kW/m²-K].
- A : Área total de transferencia de calor [m²].
- ΔT_{log} : Diferencia media logarítmica de temperaturas [°C].
- $\Delta T_a, \Delta T_b$: Diferencia positiva de temperaturas entre flujos en el extremo a y b del intercambiador de calor [°C].

Aplicando las ecuaciones 5.35 y 5.36 a cada intercambiador de calor se vuelve a obtener el calor transferido, generando más ecuaciones para resolver el modelo.

En el generador se utiliza como primer extremo el flujo entrante de agua caliente (punto 11) y el flujo saliente de solución (punto 4) y como segundo extremo el flujo saliente de agua caliente (punto 12) y el flujo saliente de refrigerante (punto 7).

$$Q_g = U_g A_g \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)}{\ln((T_{11} - T_4)/(T_{12} - T_7))} \quad (5.37)$$

En el absorbedor se utiliza como primer extremo el flujo saliente de agua de enfriamiento (punto 14) y el flujo entrante de solución (punto 6) y como segundo extremo el flujo entrante de agua de enfriamiento (punto 13) y el flujo saliente de solución (punto 1).

$$Q_a = U_a A_a \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln((T_6 - T_{14})/(T_1 - T_{13}))} \quad (5.38)$$

En el condensador se utiliza un único flujo de agua de enfriamiento (puntos 15 y 16) y la condensación de refrigerante (punto 8).

$$Q_c = U_c A_c \frac{(T_8 - T_{15}) - (T_8 - T_{16})}{\ln((T_8 - T_{15})/(T_8 - T_{16}))} \quad (5.39)$$

En el evaporador se utiliza un único flujo de agua a enfriar (puntos 17 y 18) y la evaporación de refrigerante (punto 10).

$$Q_e = U_e A_e \frac{(T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_{10})}{\ln((T_{17} - T_{10})/(T_{18} - T_{10}))} \quad (5.40)$$

En el regenerador se utiliza como primer extremo el flujo entrante de solución caliente (punto 4) y el flujo saliente de solución fría (punto 3) y como segundo extremo el flujo saliente de solución caliente (punto 5) y el flujo entrante de solución fría (punto 2).

$$Q_r = U_r A_r \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln((T_4 - T_3)/(T_5 - T_2))} \quad (5.41)$$

Por último, el balance de energía total del sistema corresponde a la suma de todos los calores de entrada y de salida y del trabajo mecánico de la bomba de solución. Este balance debe ser igual a cero.

$$Q_g + Q_e - Q_a - Q_c + W = 0 \quad (5.42)$$

Donde:

- W : Trabajo mecánico de la bomba de solución [kW].

5.1.5. Área de transferencia de calor

Para calcular el área de transferencia de calor se define la geometría y las dimensiones de cada intercambiador. Estos corresponden a equipos de carcasa y haz de tubo horizontal y las dimensiones necesarias son: diámetro interno y externo, largo y cantidad de tubos. Todos los intercambiadores tienen las mismas dimensiones, es decir, la misma área de transferencia, a excepción del regenerador, el área de este vendrá determinado por la selección del componente comercial y que coincida con el orden de magnitud de la transferencia de calor calculada con las ecuaciones 5.30 y 5.41.

$$A = \pi d_o L_t N_t \quad (5.43)$$

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (5.44)$$

En la Tabla 5.1.3 se muestran los parámetros utilizados, sus valores y los resultados de las ecuaciones 5.43 y 5.44.

Tabla 5.1.3: Dimensiones de los intercambiadores de calor.

Parámetro	Valor	Unidades	Descripción
A_g, A_a, A_c, A_e	$5,97 \times 10^{-2}$	m	Área de transferencia de calor
A_t	$5,03 \times 10^{-5}$	m	Área interna del tubo
d_i	8×10^{-3}	m	Diámetro interno del tubo
d_o	$9,5 \times 10^{-3}$	m	Diámetro externo del tubo
L_t	0,5	m	Largo del tubo
N_t	4	1	Cantidad de tubos

5.1.6. Coeficiente global de transferencia de calor

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor U para cada componente del sistema, se utilizan las propiedades de los intercambiadores de haz de tubo y carcasa, idénticas para todos los componentes. Se debe utilizar la superficie interna o externa de los tubos, en este caso se utiliza la externa. Además, se consideran factores de ensuciamiento interno y externo del tubo. El coeficiente global del regenerador será determinado de la misma manera que su área de transferencia, mediante las ecuaciones 5.30 y 5.41.

$$U = \left(\frac{d_o}{d_i} \left(\frac{1}{\bar{h}_i} + F_i \right) + \frac{d_o}{2k_t} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + \left(\frac{1}{\bar{h}_o} + F_o \right) \right)^{-1} \quad (5.45)$$

Donde:

- \bar{h}_i, \bar{h}_o : coeficiente convectivo medio del flujo interno y externo [W/m²-K].
- F_i, F_o : Factor de ensuciamiento interno y externo de los tubos [1].
- k_t : Conductividad térmica de los tubos [W/m-K].

Para obtener el coeficiente convectivo interno \bar{h}_i , se utiliza la relación del número de Nusselt basado en el flujo interno de un tubo circular Nu_D . El método es equivalente para todos los intercambiadores de calor, los cuales utilizan agua como flujo interno. Para las propiedades físicas del agua, se estimará un valor constante en condiciones atmosféricas a modo de simplificación de modelo.

$$Nu_D = \frac{\bar{h}_i d_i}{k_{H_2O}} \quad (5.46)$$

Donde:

- Nu_D : Número de Nusselt basado en el flujo interno de un tubo circular [1].
- k_{H_2O} : Conductividad térmica del agua en condiciones atmosféricas [W/m-K].

El número de Nusselt se puede calcular a partir de una correlación empírica para un flujo turbulento dentro de un tubo liso. En este caso, se utiliza la correlación de Petukhov-Popov, la cual a su vez requiere del cálculo del número de Reynolds (en el rango de 10^4 a 5×10^6) y de Prandtl (en el rango de 0,5 a 2.000) para el flujo interno. [9]

$$\overline{Nu}_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{K_1 + K_2(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.47)$$

$$Re_D = \frac{u_t d_i}{\nu_{H_2O}} \quad (5.48)$$

$$Pr_{H_2O} = \left\{ \frac{\rho \nu c_p}{k} \right\}_{H_2O} \quad (5.49)$$

$$u_t = N \frac{\dot{m}_i}{\rho_{H_2O} A_t} \quad (5.50)$$

$$f = (1,82 \log_{10} Re - 1,64)^{-2} \quad (5.51)$$

$$K_1 = 1 + 3,4f \quad (5.52)$$

$$K_2 = 11,7 + 1,8Pr^{-1/3} \quad (5.53)$$

Donde:

- \overline{Nu}_D : Número de Nusselt basado en la correlación de Petukhov-Popov [1].
- f : Factor de fricción [1].
- Re_D : Número de Reynolds basado en el flujo interno de un tubo circular [1].
- Pr_{H_2O} : Número de Prandtl del agua en condiciones atmosféricas [1].
- K_1, K_2 : Constantes de correlación [1].
- u_t : Velocidad media del flujo interno del tubo [m/s].
- ρ_{H_2O} : Densidad del agua en condiciones atmosféricas [kg/m³].
- μ_{H_2O} : Viscosidad dinámica del agua en condiciones atmosféricas [kg/m-s].
- ν_{H_2O} : Viscosidad cinemática del agua en condiciones atmosféricas [m²/s].

Para obtener el coeficiente convectivo externo \bar{h}_o , también se utiliza la relación del número de Nusselt, pero esta vez el flujo externo es diferente para cada intercambiador de calor. El absorbedor y el generador utilizan un reservorio de solución de bromuro de litio y agua en proceso de absorción y desorción, respectivamente, ambos en condiciones de presión subatmosférica. El cálculo del coeficiente convectivo en estos casos no se realizó debido a falta de información sobre las condiciones físicas del modelo tales como la tasa de absorción y desorción. En el caso del condensador y el evaporador, estos utilizan vapor de agua en proceso de condensación y evaporación, respectivamente, también en condiciones de presión subatmosférica. El cálculo del evaporador tampoco se realizó debido a falta de información sobre

factores del modelo tales como la tensión superficial de la burbuja y constantes de correlación empírica en las condiciones específicas del modelo. Finalmente, para el condensador se utilizó el análisis de Nusselt del coeficiente convectivo medio de condensación sobre la superficie externa de un tubo horizontal, ajustando el valor de las propiedades del agua a las condiciones subatmosféricas del modelo.

$$\bar{h}_{o,c} = 0,725 \left(\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)h_{fg}k_l^3}{\mu_l(T_v - T_w)d_o} \right)^{0,25} \quad (5.54)$$

Donde:

- ρ_l, ρ_v : Densidad del fluido condensado en estado líquido y gaseoso [kg/m³].
- h_{fg} : Entalpía de condensación del fluido [J/K].
- k_l : Conductividad térmica del fluido condensado en estado líquido [W/m-K].
- μ_l : Viscosidad dinámica del fluido condensado en estado líquido [kg/m-s].
- T_v : Temperatura del fluido condensado en estado gaseoso [°C].
- T_w : Temperatura de la pared de los tubos en contacto con el fluido condensado [°C].

En la Tabla 5.1.4 se muestran los parámetros que fueron definidos previos al cálculo de los coeficientes convectivos y de transferencia de calor.

Tabla 5.1.4: Parámetros definidos previo al cálculo de la transferencia de calor global.

Parámetro	Valor	Unidades	Descripción
F_i, F_o	10^{-4}	1	Factores de ensuciamiento
k_t	385	W/m-K	Conductividad térmica del tubo
k_{H_2O}, k_l	0,6	W/m-K	Conductividad térmica del agua
ρ_{H_2O}, ρ_l	995	kg/m ³	Densidad del agua
ρ_v	$3,81 \times 10^{-2}$	kg/m ³	Densidad del vapor de agua
ν_{H_2O}	$8,54 \times 10^{-7}$	m ² /s	Viscosidad cinemática del agua
h_{fg}	2.420	J/kg	Entalpía de condensación
μ_l	$7,34 \times 10^{-4}$	kg/m-s	Viscosidad dinámica del agua
T_v	34	°C	Temperatura del vapor de agua
T_w	27	°C	Temperatura de la pared del tubo

En la Tabla 5.1.5 se muestran los resultados del cálculo de los coeficientes convectivos y de transferencia de calor.

Tabla 5.1.5: Resultados del cálculo de la transferencia de calor global.

Parámetro	Valor	Unidades	Descripción
u_t	8	m/s	Velocidad de flujo del tubo
Re_D	74.774	1	Número de Reynolds
Pr_{H_2O}	5,96	1	Número de Prandtl
f	$1,91 \times 10^{-2}$	1	Factor de fricción
K_1	1,07	1	Constante 1 de correlación
K_2	12,7	1	Constante 2 de correlación
\overline{Nu}_D	429	1	Número de Nusselt
\bar{h}_i	32.051	W/m-K	Coef. convectivo interno
\bar{h}_o	2.319	W/m-K	Coef. convectivo externo
U_g, U_a, U_c, U_e	1.451	W/m ² -K	Coef. global de transferencia

5.1.7. Simplificaciones de modelo

Para resolver el sistema de ecuaciones del modelo de refrigeración, es necesario utilizar ciertas simplificaciones descritas a continuación.

Para determinar la transferencia de calor en el regenerador, se asume un valor de eficiencia y este se relaciona a la fórmula del cociente de las diferencias de temperaturas del intercambiador de calor.

$$\epsilon_r = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (5.55)$$

Donde:

- ϵ_r : Eficiencia del regenerador [1].

Para disminuir la cantidad de incógnitas, se asume que tanto la válvula de solución como la de refrigerante generan una caída de presión isoentálpica.

$$h_5 = h_6 \quad (5.56)$$

$$h_8 = h_9 \quad (5.57)$$

Con la conservación de la entalpía a través de la válvula de refrigerante, se calcula la temperatura a la salida a partir del título de vapor a la presión baja del sistema.

$$T_9 = T_9(P_{low}, \chi_9) \quad (5.58)$$

Para calcular el trabajo mecánico de la bomba de solución, se asume que genera un aumento de presión isentrópico y que la solución es un fluido incompresible. También se asume un valor a la eficiencia del componente.

$$W = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_1 g h_b}{\epsilon_b} \quad (5.59)$$

$$h_2 = h_1 + v_1 (P_{high} - P_{low}) \quad (5.60)$$

En la Tabla 5.1.6 se muestran los valores de los parámetros utilizado en esta sección.

Tabla 5.1.6: Valores generales del cálculo de bomba y válvulas internas.

Parámetro	Valor	Unidades	Descripción
ϵ_r	0,8	1	Eficiencia del regenerador
ϵ_b	0,85	1	Eficiencia de la bomba
h_b	0,5	m	Altura hidráulica de la bomba
v_1	$6,45 \times 10^{-4}$	m ³ /kg	Volumen específico de la solución
W	57,7	W	Potencia mecánica de la bomba

De acuerdo a los cálculos realizados, el trabajo mecánico de la bomba de solución se debe casi totalmente a la altura hidráulica (despreciando pérdidas de carga), la cual está determinada por la diferencia de alturas entre los tanques de solución, es decir, la disposición de los componentes del sistema. El trabajo necesario para impulsar el flujo másico es despreciable. Por lo tanto, mientras la disposición de los tanques no cambie, se asume que el trabajo de la bomba es constante.

5.1.8. COP de refrigeración

El COP del ciclo de refrigeración se calcula a partir del cociente entre el calor absorbido desde el cuerpo frío y la energía de entrada al sistema (la suma del calor entrante y el trabajo mecánico de la bomba).

$$COP_r = \frac{Q_e}{Q_g + W} \quad (5.61)$$

5.1.9. Resultados del modelo termodinámico en código EES

En la Tabla 5.1.7 se muestran los valores de los parámetros termodinámicos del ciclo, operando en estado estacionario a las condiciones nominales de la Tabla 5.1.1.

Tabla 5.1.7: Resultados del modelo termodinámico para condiciones nominales de operación.

Parámetro	Valor	Unidades	Descripción
COP_r	0,725	1	COP de refrigeración
Q_g	0,896	kW	Calor del generador
Q_a	0,869	kW	Calor del absorbedor
Q_c	0,719	kW	Calor del condensador
Q_e	0,692	kW	Calor del evaporador
Q_r	0,502	kW	Calor del regenerador
P_{high}	4,69	kPa	Presión alta
P_{low}	0,977	kPa	Presión baja
x_1	0,506	1	Concentración débil
x_4	0,521	1	Concentración fuerte
T_1, T_2	28,8	°C	Temperatura salida absorbedor
T_3	52,0	°C	Temperatura entrada generador
T_4	59,1	°C	Temperatura salida generador
T_5, T_6	34,9	°C	Temperatura entrada absorbedor
T_7	56,7	°C	Temperatura entrada condensador
T_8	31,7	°C	Temperatura salida condensador
T_9, T_{10}	6,6	°C	Temperatura evaporador
T_{11}	70,0	°C	Temperatura entrada agua caliente
T_{12}	67,9	°C	Temperatura salida agua caliente
T_{13}	20,0	°C	Temperatura entrada agua enfriamiento
T_{14}, T_{15}	22,0	°C	Temperatura intermedia agua enfriamiento
T_{16}	23,7	°C	Temperatura salida agua enfriamiento
T_{17}	16,0	°C	Temperatura entrada agua a enfriar
T_{18}	14,4	°C	Temperatura salida agua a enfriar

Algunas observaciones importantes a partir de los resultados de la Tabla 5.1.7 son:

- a) El COP nominal de 0,725 se encuentra en el rango de valores esperado de acuerdo al estudio de antecedentes.
- b) Los valores esperados para los calores transferidos, luego de varias iteraciones en el diseño, eran del orden de 1 kW, lo cual está por debajo del rango de resultados de los diseños estudiados en antecedentes. El resultado final de la fuente de calor nominal en el generador Q_g es de 896 W, esto se debe principalmente a las dimensiones escogidas para los tanques, lo cual limita las áreas de transferencia de calor, y a las temperaturas que puede alcanzar el termotanque.
- c) Los porcentajes máxicos de concentración de solución fuerte y débil son 50,6 % y 52,1 %, respectivamente, con una diferencia de 1,5 %, lo cual puede ser controlado mediante la inserción de una solución con un porcentaje de LiBr intermedio. Sin embargo, la variación en las concentraciones al cambiar las condiciones de operación puede llevar

a discrepancias entre el equilibrio entregado por el modelo y el desempeño real de la máquina.

- d) Las presiones, concentraciones y temperaturas se encuentran en un rango seguro que evita la cristalización del LiBr en la solución.
- e) Las temperaturas T_9 y T_{10} corresponden a las temperaturas mínimas alcanzadas por el refrigerante en el evaporador. La temperatura T_{18} corresponde a la temperatura alcanzada por el agua a enfriar.

5.1.10. Control del flujo másico

Los resultados de la Tabla 5.1.5 son valores fijos para la resolución del sistema de ecuaciones del ciclo termodinámico pero sus parámetros iniciales pueden ser variados mediante el control de la máquina. En particular, el cambio del flujo másico de las bombas de agua produce una variación en el coeficiente \bar{h}_i . Aún así, la tasa de transferencia de calor depende en mayor medida del coeficiente convectivo más pequeño, que en este caso corresponde a \bar{h}_o (14 veces más pequeño). Por lo tanto, es de esperar que no hayan grandes variaciones en el coeficiente global. En la Tabla 5.1.8 se puede observar la variación del coeficiente convectivo y global al variar los flujos másicos.

Tabla 5.1.8: Estudio de la variación de transferencia de calor respecto al flujo másico.

\dot{m}_{15} [kg/s]	Re_D [1]	\overline{Nu}_D [1]	$\bar{h}_{i,c}$ [W/m-K]	U_c [W/m ² -K]
0,05	37.387	239	17.846	1.392
0,10	74.774	429	32.051	1.451
0,15	112.160	606	45.278	1.474
0,20	149.547	775	57.926	1.487

De acuerdo a la Tabla 5.1.8 y los resultados del modelo en código EES, el cambio es del orden de 1 % en el coeficiente U_c y por ende, la potencia térmica del sistema y las temperaturas de operación del ciclo varían de forma despreciable, así como también la diferencia de temperaturas entre vapor T_v y pared de tubo T_w y las propiedades del agua. De todas formas, el modelo no considera en su totalidad la interdependencia de todos los parámetros físicos y por lo tanto, no es posible determinar algún grado de certeza en la estimación del modelo. Se requiere que el valor de los coeficientes globales y del resto de parámetros se estudien empíricamente durante la operación de la máquina.

5.1.11. Alturas hidráulicas de solución

Se necesita determinar la altura h_{sol} de la superficie libre de solución respecto al punto más bajo de los tanques del generador y el absorbedor. Para ello, se realiza una parametrización del volumen de solución V_{sol} con respecto al ángulo θ que forma la superficie de solución

respecto al centro de la circunferencia de la sección transversal de los tanques. La altura de solución se obtiene en función de dicho ángulo y del diámetro del tanque.

Se debe sustraer el volumen que ocupa el haz de tubos sumergido en la solución y considerar que el largo de los tubos es equivalente al largo de los tanques. La geometría de ambos tanques es idéntica, al igual que sus dimensiones, por lo que el método es equivalente en ambos casos.

$$V_t = \left((\theta - \sin \theta) \frac{D_i^2}{2} - N_t \frac{\pi d_o^2}{4} \right) L_t \quad (5.62)$$

$$h_{sol} = \frac{D_i}{2} (1 - \cos(\theta/2)) \quad (5.63)$$

En la Tabla 5.1.9 se muestran los resultados de la parametrización de la altura hidráulica en función del volumen y las dimensiones de los tanques. De acuerdo al diseño de los tanques, el volumen de solución corresponde a 5 litros en cada uno.

Tabla 5.1.9: Parametrización de la altura de solución.

Parámetro	Valor	Unidades	Descripción
$V_{t,gc}, V_{t,ae}$	5×10^{-3}	m^3	Volumen de solución
$h_{sol,gc}, h_{sol,ae}$	$6,68 \times 10^{-2}$	m	Altura hidráulica de solución
θ_{gc}, θ_{ae}	2,22	rad	Ángulo central
$D_{i,gc}, D_{i,ae}$	0,234	m	Diámetro interno del tanque

Los subíndices *gc* y *ae* representan el tanque G-C y el tanque A-E, respectivamente.

En la Figura 5.1 se muestra un esquema de la parametrización en función del ángulo central.

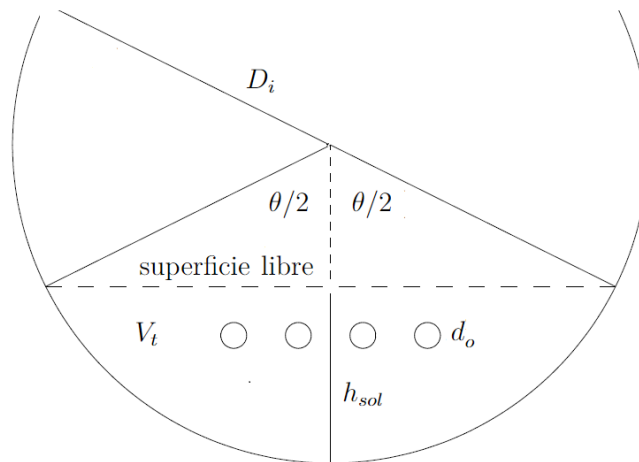


Figura 5.1: Esquema de la parametrización de la altura de solución.

La altura hidráulica aumenta la presión dentro de la piscina de solución de ambos tanques, lo cual aleja sus condiciones termodinámicas de la curva de saturación del modelo. En el caso del absorbedor, si consideramos la presión hidrostática, la temperatura de saturación aumenta de 28,8 °C a 33,8 °C. Para el caso del generador este aumento es de 59,1 °C a 61,4 °C. Esta discrepancia entre el estado de saturación del modelo y el real puede generar una diferencia en los resultados del modelo teórico y del ciclo real de operación.

5.2. Diseño del equipo solar

Es necesario estudiar el recurso solar para obtener la temperatura de salida del termotanque, es decir, la temperatura de entrada al generador y que corresponde a la fuente de energía principal de la máquina. Para este cálculo se necesita determinar la eficiencia del colector η . Como se puede observar en la ecuación 2.7, la eficiencia del colector depende de los factores η_{opt} , a_1 y a_2 que a su vez dependen del colector seleccionado, pero este será seleccionado en una etapa posterior al trabajo de diseño. Por lo tanto, no se puede determinar a priori cuáles serán las temperaturas de salida del colector. En consecuencia, se decide utilizar un rendimiento promedio de colectores para poder realizar los cálculos, este se define en la Tabla 5.2.1 junto con el resto de datos necesarios.

Tabla 5.2.1: Datos utilizados para el cálculo de temperatura de salida del colector .

Parámetro	Valor	Unidades	Descripción
A_0	2	m ²	Área efectiva del colector
η_0	0,7	1	Eficiencia del colector
V_{tt}	0,2	m ³ /s	Volumen del agua a calentar
t_0	3.600	s	Hora del día
k_p	10	W/°C	Pérdidas de calor con el ambiente
ρ_{H2O}	999	kg/m ³	Densidad del agua
$c_{p,H2O}$	4,2	kJ/kg-°C	Calor específico del agua

El valor escogido para la pérdida de calor k_p del colector corresponde a una estimación en base a la suposición que el termotanque en su máxima temperatura alcanza el equilibrio térmico con el ambiente en aproximadamente 3 días.

5.2.1. Estimación del recurso solar

La temperatura de salida del termotanque será determinada para cada hora del día y cada mes del año. Para esto se necesita utilizar una base de datos de radiación y temperatura ambiente en la ubicación de la máquina.

Para obtener la radiación solar a cada hora del año, se utilizan los datos de la radiación

global inclinada a 33° del *Explorador Solar*, herramienta computacional del Ministerio de Energía de Chile. Se decide utilizar los datos del año 2004 hasta el 2016 y se calcula el promedio del valor del perfil diario mensual de esos años, el cual se muestra en la Tabla A.1.1. También se utiliza la misma fuente de datos para obtener la temperatura ambiente promedio mensual a cada hora del año, lo cual se muestra en la Tabla A.1.2.

La temperatura en el termotanque aumenta gracias al calor proporcionado por la radiación solar, para obtener el calor útil de cada hora $Q_{neto,j}$ (denotando la hora por el subíndice j), se debe multiplicar el calor bruto de cada hora, G_j , por el área efectiva del colector A_0 y por la eficiencia η_0 . Las horas del día se enumeran de 0 a 23.

$$Q_{neto,j} = \eta_0 G_j A_0, \quad j \in [0, 23] \quad (5.64)$$

Donde:

- $Q_{neto,j}$: Calor neto del recurso solar en la hora j [W].
- G_j : Radiación solar en la hora j [W/m²].

En la Tabla A.1.3 se puede observar los resultados de aplicar la ecuación 5.64 a los datos de la Tabla A.1.1.

5.2.2. Cálculo de la temperatura del termotanque

El resto de cálculos requieren de una iteración donde la temperatura final a cada hora del día dependa de la temperatura al comienzo de dicha hora.

El algoritmo matemático descrito a continuación se puede resumir de la siguiente forma: se calcula el calor proporcionado por la radiación solar y la temperatura alcanzada a cada hora. Luego, se considera una pérdida de calor con el ambiente, tanto en los casos que existe radiación solar como en los que no. Con esto se calcula la temperatura final a cada hora, considerando las pérdidas de calor.

A continuación se describe el método de cálculo iterativo y sus fórmulas matemáticas:

1. La temperatura inicial del termotanque cada hora, $T_{ini,j}$, es igual a la temperatura final con pérdidas de la hora anterior, $T_{f,p,j-1}$. Para la hora 0 del primer día soleado (denotando los días con el subíndice k), la temperatura inicial es igual a la temperatura ambiental T_{amb} .

$$T_{ini,j} = \begin{cases} T_{amb,j} & , \text{ si } j = 0 \wedge k = 1 \\ T_{f,p,j-1} & , \sim \end{cases} \quad (5.65)$$

Los resultados de este cálculo iterativo, para un día, se muestra en la Tabla A.1.4.

2. La temperatura final sin pérdidas de cada hora, $T_{f,j}$ es igual a la temperatura inicial de la misma hora, más la ganancia de temperatura por radiación.

$$T_{f,j} = T_{ini,j} + \frac{Q_{neto,j}t_0}{1.000\rho_{H2O}V_{tt}c_{p,H20}} \quad (5.66)$$

Los resultados de este cálculo iterativo, para un día, se muestra en la Tabla A.1.5.

3. Si el promedio de temperatura en el termotanque a cierta hora es menor a la temperatura ambiental, no se consideran pérdidas de calor durante esa hora, en caso contrario, la pérdida $Q_{p,j}$ es igual a la diferencia de temperaturas entre el termotanque y el ambiente, por el coeficiente de pérdida k_p .

$$Q_{p,j} = \begin{cases} k_p \left(\frac{T_{f,j} - T_{ini,j}}{2} - T_{amb} \right) & , \text{ si } \frac{T_{f,j} - T_{ini,j}}{2} \geq T_{amb} \\ 0 & , \sim \end{cases} \quad (5.67)$$

Los resultados de este cálculo iterativo, para un día, se muestra en la Tabla A.1.6.

4. La temperatura final con pérdidas de cada hora, $T_{f,j}$ es igual a la temperatura inicial de la misma hora, más la ganancia de temperatura por radiación, considerando pérdidas.

$$T_{f,p,j} = T_{ini,j} + \frac{(Q_{neto,j} - Q_{p,j})t_0}{1.000\rho_{H2O}V_{tt}c_{p,H20}} \quad (5.68)$$

El calor absorbido en el termotanque, considerando pérdidas, se muestra en la Tabla A.1.7 y los resultados de la temperatura final con pérdidas en la Tabla A.1.8.

Una vez completado el cálculo para un día arbitrario, se repite la secuencia para varios días (hasta 7 días consecutivos) en los cuales se observa el aumento de temperatura día a día. Físicamente, el algoritmo considera las pérdidas y la temperatura alcanzada en el día anterior. También, se incluye una condición en donde se puede determinar si un día es soleado o es nublado, en el caso que un día sea soleado, este utiliza los datos de radiación mencionados, de ser nublado se asume que el valor de la radiación solar es cero, por lo que ese día solo habría pérdidas con el ambiente. Así, se pueden simular distintas secuencias de días soleados y nublados y determinar la temperatura alcanzada en el termotanque del colector para cualquier hora.

Los cálculos fueron realizados en Excel con fórmulas y funciones condicionales del programa.

5.2.3. Determinación de la operabilidad del termotanque

En la Figura 5.2.1 se muestran los resultados de la temperatura en el termotanque durante cada mes del año, a las 14:00 horas (hora representativa para realizar la experiencia de laboratorio) y a lo largo de una serie de 7 días soleados consecutivos.

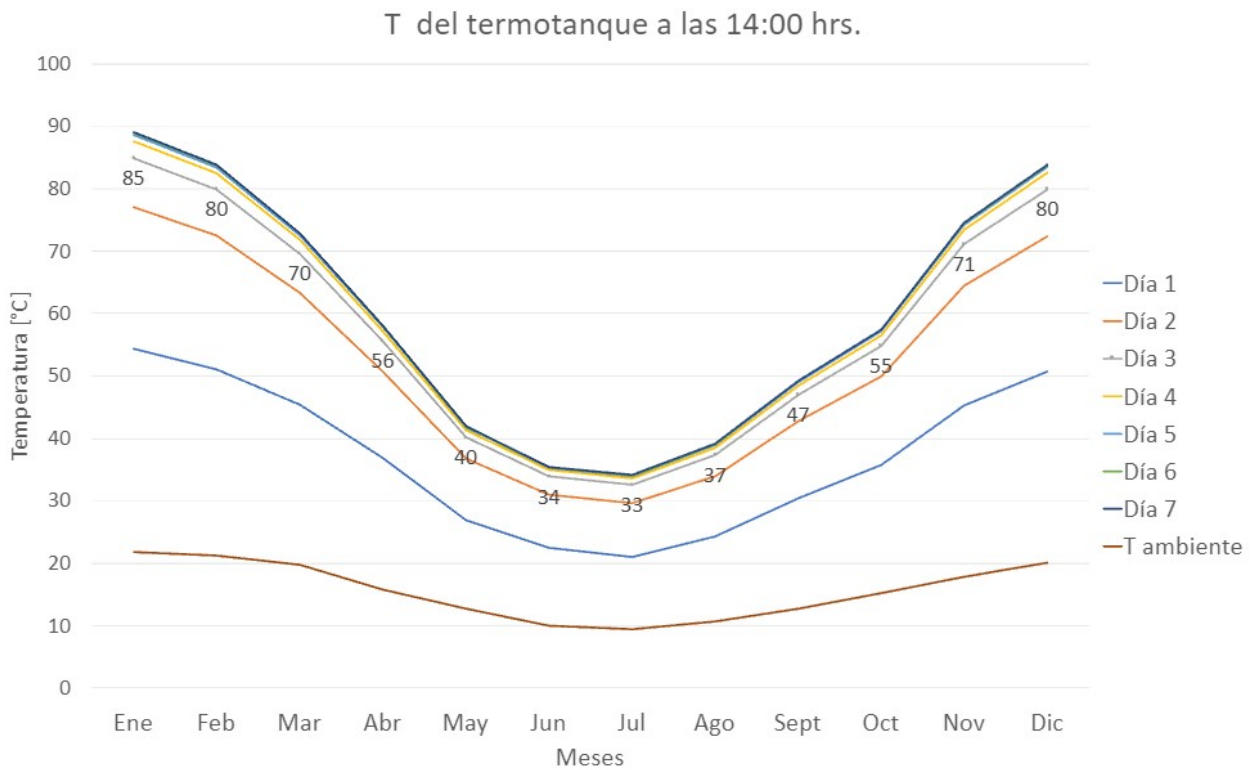


Figura 5.2.1: Gráfico de temperaturas medias en el termotanque a las 14:00 horas durante 7 días soleados, cada mes.

Finalmente, el gráfico de la Figura 5.2.1 nos permite determinar que bajo el pronóstico de 3 días soleados consecutivos, es posible realizar la experiencia de laboratorio a temperaturas ideales (rango de temperaturas de operación de la máquina), durante los meses de marzo, abril, octubre, noviembre y diciembre, considerando solo días con actividades docentes.

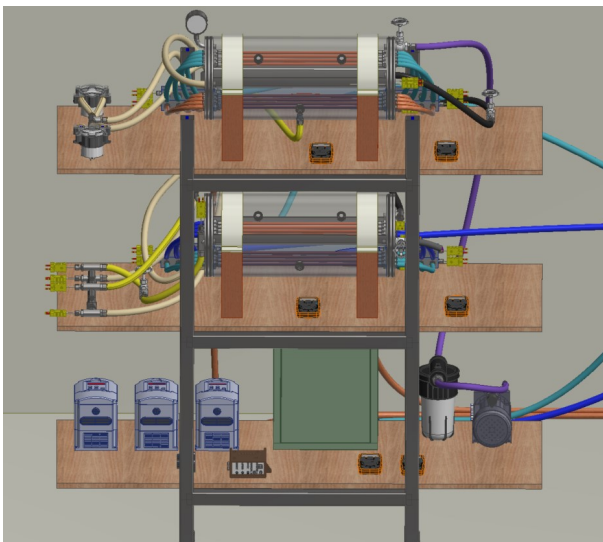
Capítulo 6

Diseño de la máquina prototipo

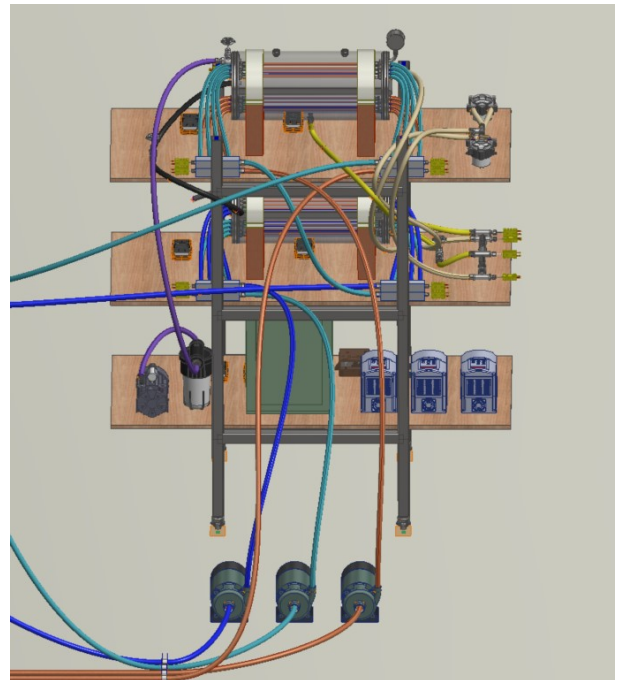
En este capítulo se presenta el proceso de diseño de detalle del sistema completo de refrigeración solar por absorción.

6.1. Sistema de refrigeración solar

En la Figura 6.1 se muestran dos vistas del diseño gráfico de la máquina prototipo de refrigeración con sus componentes principales. El programa CAD utilizado para realizar el modelo completo de la máquina y los planos mecánicos corresponde a *Autodesk Inventor 2019*.



(a) Vista frontal inclinada del dibujo CAD de la máquina.



(b) Vista trasera inclinada del dibujo CAD de la máquina.

Figura 6.1: Dibujo CAD del conjunto principal de la máquina prototipo.

En la Figura 6.1.2 se muestra una vista isométrica de la distribución definitiva de los componentes principales del ciclo de refrigeración de la máquina, sin mostrar las conexiones de tuberías. La aislación térmica no está representada en el dibujo CAD y las carcasas de los tanques se muestran transparentes para mostrar el interior de estos.

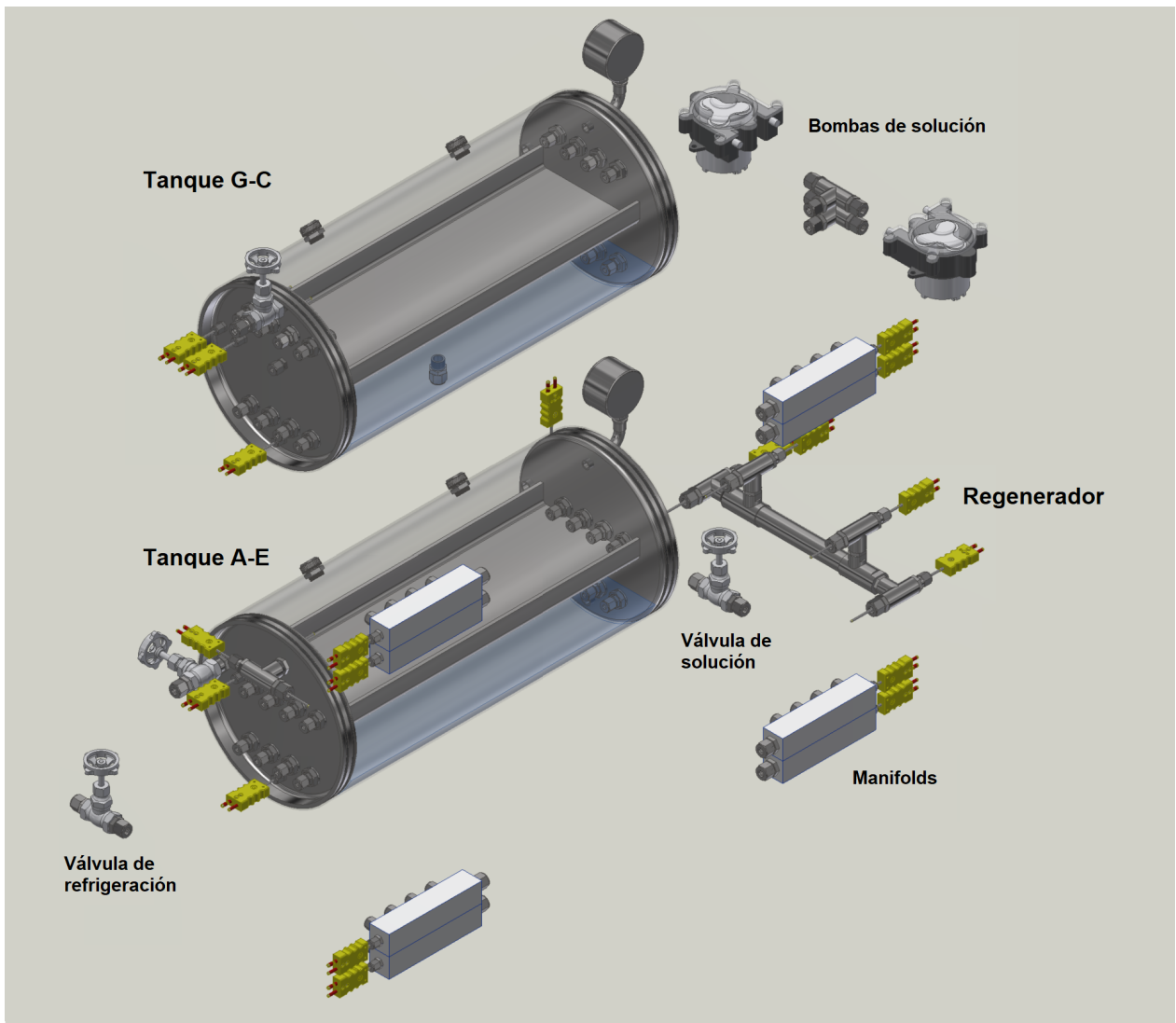
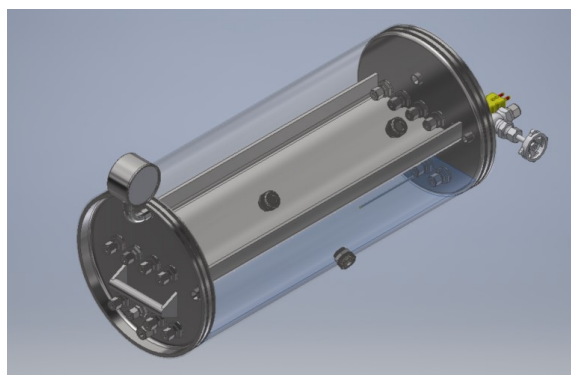


Figura 6.1.2: Componentes principales del ciclo de refrigeración. Vistas isométricas.

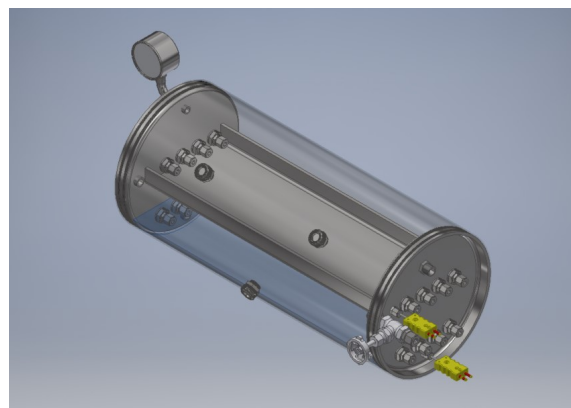
6.1.1. Tanques

En las Figuras 6.1.3 y 6.1.4 se observan los diseños finales de los tanques A-E y G-C respectivamente. Poseen tres tipos de componentes principales: carcasas, tapas y bandejas. Estas son de acero inoxidable AISI 304. El conjunto tiene 0,55 m de largo y 0,245 m de diámetro. Se incluyen termopares, manómetros y visores para poder caracterizar el ciclo termodinámico, considerando que corresponde a una máquina para uso docente. Sus conexiones con aguas externas son mediante un conjunto de pasamuro y niple.

El diseño de los tanques debe tener como principal consideración el ser totalmente hermético para asegurar el nivel de vacío dentro de estos. Dado el criterio de diseño que considera el poder desarmar la máquina de manera no destructiva y dado que se está diseñando un prototipo, se elimina la opción de sellar los tanques con soldadura. Por lo tanto, para mantener la hermeticidad se utilizarán O-rings entre las tapas y la carcasa del tanque. En las uniones de los intercambiadores de calor y en las conexiones de los manómetros, termopares, entrada y salida de solución se utilizarán sellos “bonded” por el interior y exterior de las tapas, adicionalmente se utilizará butilo por el exterior de todas las uniones y conexiones del tanque.

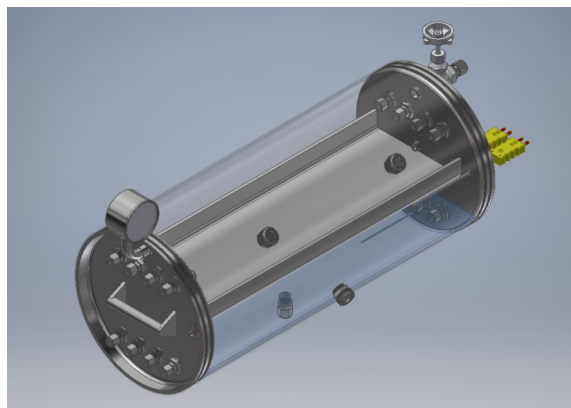


(a) Vista isométrica (lado izquierdo).

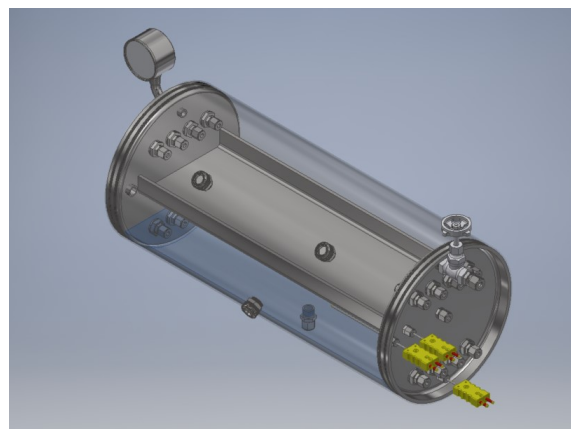


(b) Vista isométrica (lado derecho).

Figura 6.1.3: Dibujo 3D del tanque A-E.



(a) Vista isométrica (lado izquierdo).



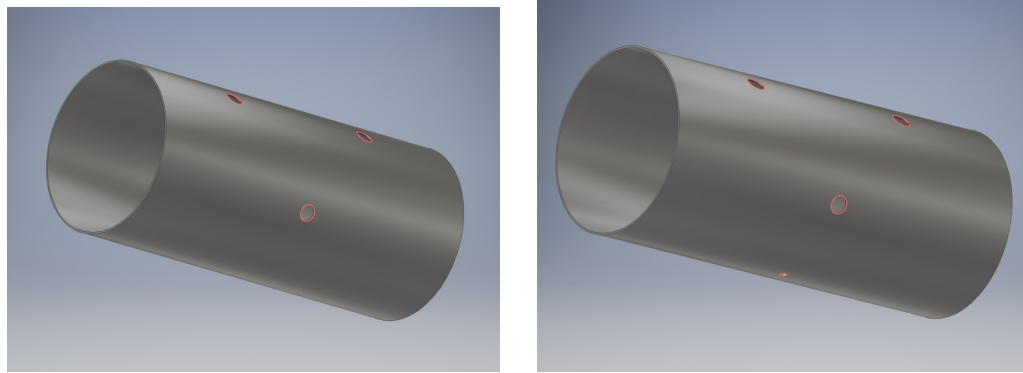
(b) Vista isométrica (lado derecho).

Figura 6.1.4: Dibujo 3D del tanque G-C.

6.1.2. Carcasas

En la Figura 6.1.5 se muestran los dibujos 3D en CAD de las carcasas de los tanques. Estas corresponden a cilindros huecos de acero inoxidable AISI 304, orientadas en sentido

horizontal como se muestra en la descripción de los tanques.



(a) Carcasa del tanque A-E.

(b) Carcasa del tanque G-C.

Figura 6.1.5: Dibujos 3D de las carcasas de la máquina.

Tienen un diámetro externo de 244,91 mm e interno de 239,83 mm. Ambas poseen tres perforaciones de 3/4" con hilo, para incorporar visores, dos en la parte superior y uno en la parte inferior. La carcasa G-C posee una perforación adicional de 1/4" con hilo BSPP, en el extremo inferior para la salida de solución del generador al absorbedor.

Es necesario que la terminación superficial en los bordes interiores de las carcasas sea de acuerdo a las especificaciones de fabricación, ya que estarán en contacto con O-rings para ser selladas por ambos lados con tapas.

6.1.3. Tapas

Las tapas son discos ahuecados de acero inoxidable y requieren de un diámetro suficiente para incluir: intercambiadores de calor, manómetros, termopares y entradas y salidas de solución. Además, poseen mecanismos de unión a las carcasas que permiten ser introducidas y retiradas del tanque de manera no destructiva. Para cumplir este requisito se utilizan O-rings, que además permiten el sellado y aislación del vacío. Las ubicación y dimensiones de las ranuras de O-rings son las mismas para las cuatro tapas, pero cada tapa tiene su propio diseño interior. La cantidad de perforaciones y sus ubicaciones son distintas en cada tapa.

Para definir las dimensiones de las tapas, se determina el diámetro mínimo que permita incluir todas las perforaciones en una distribución factible. Luego de saber el diámetro mínimo, el diámetro final se fija para coincidir con el diámetro de los O-rings y este es fijo de acuerdo al estándar AS568 SAE. Las dimensiones de las ranuras para los O-rings también se desprenden del estándar mencionado, junto con la terminación superficial que estas deben tener.[11]

Las consideraciones generales para las perforaciones de todas las tapas son:

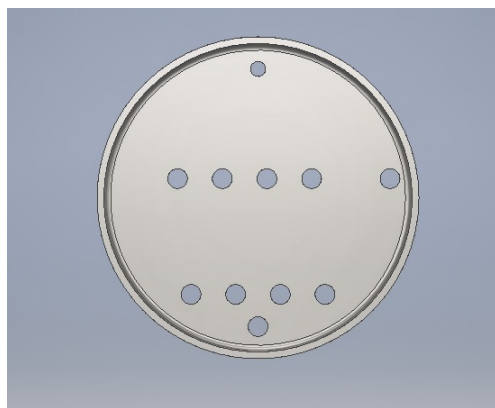
- Las perforaciones son tipo BSPP y sus diámetros dependen de cuáles son sus conexiones.
- La distancia entre perforaciones debe permitir que las uniones no interfieran entre sí y que haya espacio suficiente para realizar el tipo de conexión escogido.
- La posición vertical de las perforaciones para los tubos intercambiadores de calor es tal que estos se encuentren sumergidos dentro de las piscinas de solución y dentro del agua de las bandejas, a excepción del condensador donde se encuentran suspendidos sobre el fluido.
- La posición de las perforaciones para incluir termopares es tal que estos se encuentren sumergidos dentro de sus respectivos fluidos.

Las perforaciones de cada tapa se describen a continuación.

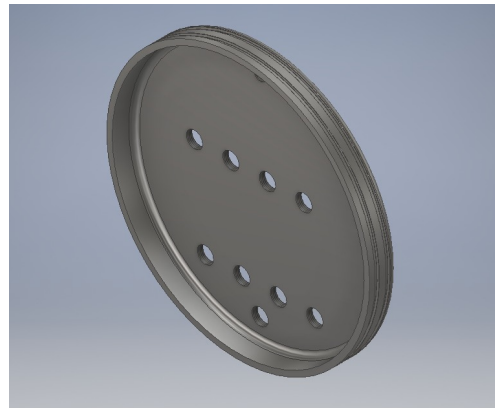
6.1.3.1. Tapa izquierda A-E

En la Figura 6.1.6 se muestra el dibujo 3D en CAD de la pieza diseñada. Esta tapa tiene en total 11 perforaciones con hilo BSPP:

- 8 perforaciones de 3/8" correspondientes a los intercambiadores de calor (dos filas centrales de 4 perforaciones).
- 1 perforación de 3/8" correspondiente a la salida de solución hacia el regenerador (extremo inferior).
- 1 perforación de 3/8" correspondiente a la entrada de solución desde el regenerador (extremo derecho).
- 1 perforación de 1/4" donde se conecta el manómetro (extremo superior).



(a) Vista frontal.



(b) Vista isométrica.

Figura 6.1.6: Dibujo 3D de la tapa izquierda A-E.

6.1.3.2. Tapa derecha A-E

En la Figura 6.1.7 se muestra el dibujo 3D en CAD de la pieza diseñada. Esta tapa tiene en total 12 perforaciones con hilo BSPP:

- a) 8 perforaciones de 3/8" correspondientes a los intercambiadores de calor (dos filas centrales de 4 perforaciones).
- b) 1 perforación de 3/8" correspondiente a la entrada de agua proveniente del condensador (extremo superior).
- c) 1 perforación de 1/4" correspondiente a la entrada de inserción de solución al sistema (extremo izquierdo).
- d) 2 perforación de 1/8" donde se conecta el termopar (extremo izquierdo e inferior).

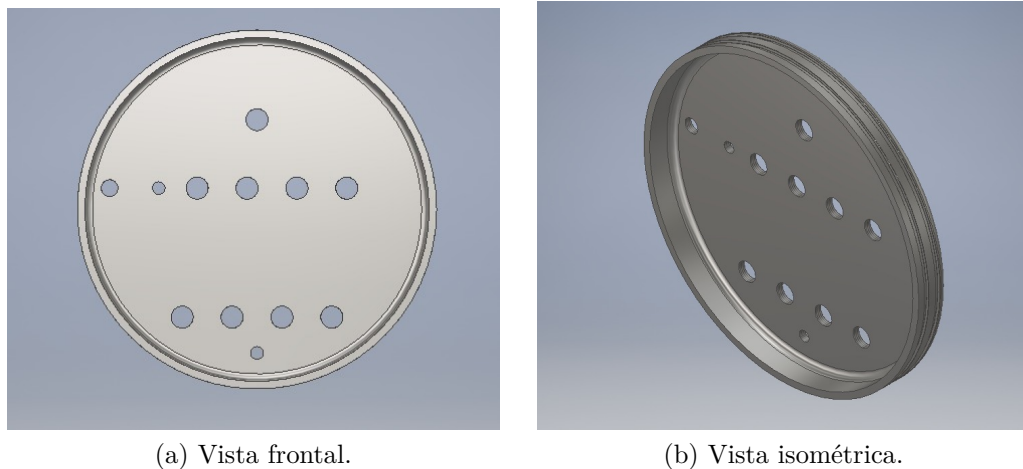
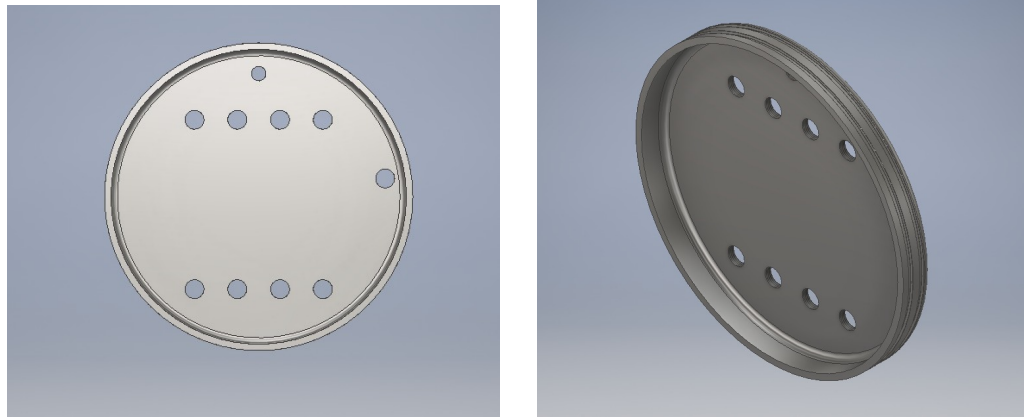


Figura 6.1.7: Dibujo 3D de la tapa derecha A-E.

6.1.3.3. Tapa izquierda G-C

En la Figura 6.1.8 se muestra el dibujo 3D en CAD de la pieza diseñada. Esta tapa tiene en total 10 perforaciones con hilo BSPP:

- a) 8 perforaciones de 3/8" correspondientes a los intercambiadores de calor (dos filas centrales de 4 perforaciones).
- b) 1 perforación de 3/8" correspondiente a la entrada de solución desde el regenerador (extremo derecho).
- c) 1 perforación de 1/4" donde se conecta el manómetro (extremo superior).



(a) Vista frontal.

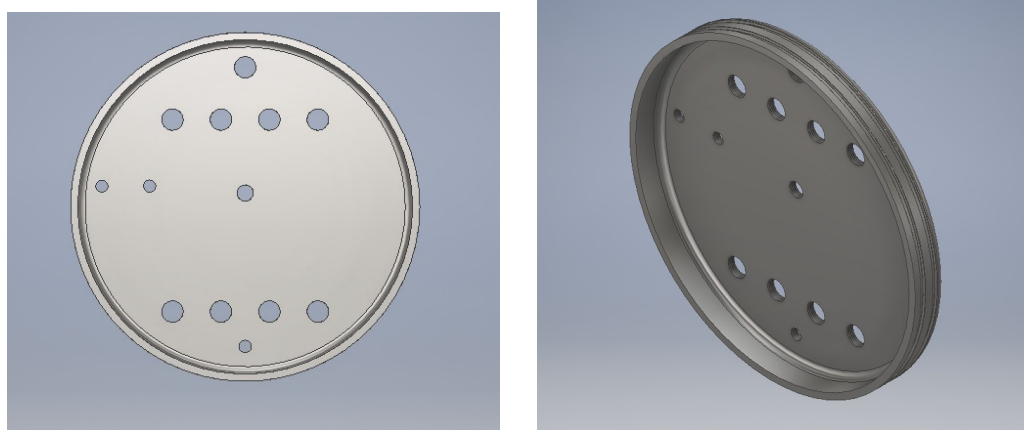
(b) Vista isométrica.

Figura 6.1.8: Dibujo 3D de la tapa izquierda G-C.

6.1.3.4. Tapa derecha G-C

En la Figura 6.1.9 se muestra el dibujo 3D en CAD de la pieza diseñada. Esta tapa tiene en total 13 perforaciones con hilo BSPP:

- a) 8 perforaciones de 3/8" correspondientes a los intercambiadores de calor (dos filas centrales de 4 perforaciones).
- b) 1 perforación de 3/8" correspondiente a la entrada de la bomba de vacío (extremo superior).
- c) 3 perforación de 1/8" donde se conectan los termopares (extremo izquierdo e inferior).
- d) 1 perforación de 1/4" correspondiente a la salida de agua condensada hacia el evaporador (centro).



(a) Vista frontal.

(b) Vista isométrica.

Figura 6.1.9: Dibujo 3D de la tapa derecha G-C.

6.1.4. Bandejas

Las bandejas son planchas dobladas de acero inoxidable y se adhieren a las tapas a ambos extremos de los tanques para separar los ambientes de solución y agua, en particular funcionan como reservorio para el agua refrigerante. Posee 0,5 m de longitud, 164 mm de ancho, 33 mm de alto y 5 mm de espesor (idénticas dimensiones en ambos tanques). En la Figura 6.1.10 se muestra el dibujo CAD.

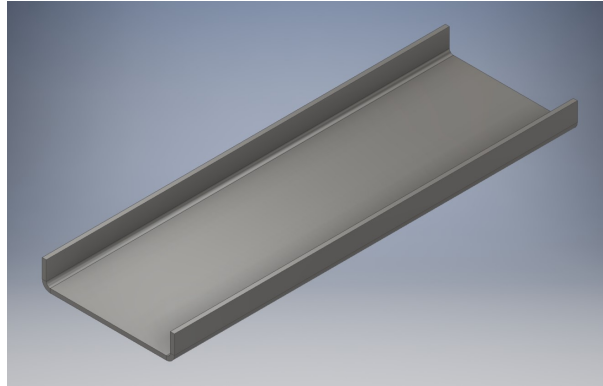


Figura 6.1.10: Dibujo 3D de las bandejas. Vista isométrica.

6.1.5. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son tubos de cobre tipo L de 1/4" de diámetro nominal (8 mm de diámetro interno y 9,5 mm externo), poseen 0,5 m de largo, ajustable a las conexiones que se quieran utilizar. En la Figura 6.1.11 se muestra una representación de los tubos en dibujo CAD.

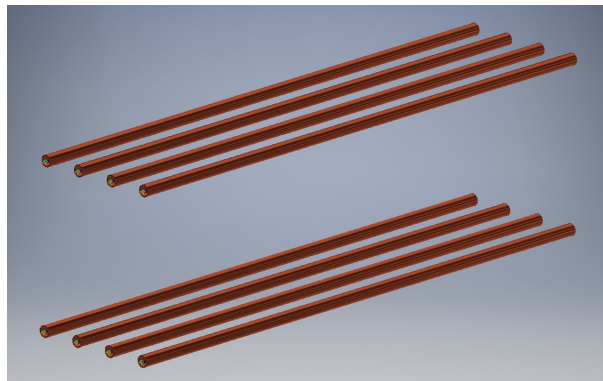


Figura 6.1.11: Dibujo 3D representativo de los tubos intercambiadores de calor.

Los tubos cruzan a los tanques paralelamente y en la misma orientación que las bandejas, por lo que la longitud de ambos componentes es equivalente. En el tanque A-E, el evaporador se encuentra sumergido en el agua de la bandeja y en el tanque G-C, el condensador se

encuentra por sobre el agua de la bandeja.

6.1.6. Selección de bombas y sus métodos de control

6.1.6.1. Bombas de agua de enfriamiento y enfriada

Las bombas seleccionadas para estas aguas son bombas monofásicas periféricas de 0,5 HP de la marca Triplee modelo QB60.

Para el control del flujo másico, se seleccionan controladores VFD de 0,5 HP con entrada y salida monofásica de la empresa BDTEK, modelo “Variador de Frecuencia Monofásico ADS”.

6.1.6.2. Bomba de agua caliente

La bomba de agua caliente del colector solar se considera incluido como parte del sistema solar, en la adquisición del colector. Esta es monofásica y de 0,5 HP.

Para el control del flujo másico, se selecciona el mismo controlador VFD que para las bombas de agua de enfriamiento y enfriada.

6.1.6.3. Bomba de solución

La bomba de solución seleccionada corresponde a una bomba peristáltica modelo WP1100 de la marca japonesa WELCO. Esta bomba tiene un caudal máximo de 600 ml/min el cual corresponde al flujo másico nominal de solución, pero dado que se requiere modificar este flujo másico por sobre y bajo los 600 ml/min se decide instalar dos de estas bombas peristálticas conectadas en paralelo. Con esto se obtiene un mayor control sobre el flujo másico de solución.

Para el control del flujo másico de estas bombas se utiliza un controlador PWM el cual es controlado con un Arduino. Los componentes seleccionados son un kit de Arduino Uno R3 de la empresa Altronics y dos controladores PWM de la misma marca.

6.1.7. Válvulas

Se utilizan válvulas para regular el flujo másico que circula en el sistema. Para el caso del agua de enfriamiento y agua enfriada se pueden utilizar llaves de agua comunes. Se ubican a la entrada del agua hacia el cooler y la torre de enfriamiento, expuestas al ambiente con el objetivo que se pueda tocar y sentir la temperatura del agua con las manos.

La válvula que se utiliza para regular el flujo másico de solución debe ser una válvula de bola y debe ser plástica para evitar corrosión.

6.1.8. Selección de mangueras

Las mangueras de aguas externas y de solución corresponden a mangueras flexibles hidráulicas de 3/8" de la empresa Danus. Estas son aptas para trabajar a todas las temperaturas y presiones de operación de la máquina. Una estimación del largo total de mangueras a utilizar es de 60 m de acuerdo al cálculo del dibujo CAD completo. Una ventaja de utilizar mangueras flexibles es que permite un fácil montaje y no requiere de codos o uniones.

La unión entre estas mangueras y la máquina será mediante uniones de compresión. Se requiere colocar primero la tuerca de compresión y el cono de compresión a la manguera, para luego atornillar la tuerca de compresión a los respectivos niples del tanque o manifold. En las Figuras 6.1.12 y 6.1.13 se muestran los ensambles de las conexiones para tubos de cobre y mangueras flexibles.



Figura 6.1.12: Ensamble de conexión de compresión para tubo de cobre 1/4”.



Figura 6.1.13: Ensamble de conexión de compresión para manguera flexible 1/4”.

También es posible una opción más económica, tubos PEX los cuales permiten el funcionamiento a las temperaturas y presiones de operación. Se conectan con el mismo método de unión a presión. Pero al ser tubos, estos presentan menos flexibilidad, por lo que requiere de codos y otras conexiones cuando hayan cambios de ángulo significativos.

6.1.9. Sistema de bidones de agua

Los bidones de agua seleccionada son de 208 litros de la empresa Fersol. Se seleccionan cuatro bidones, dos para el agua de enfriamiento y dos para el agua enfriada.

Como se puede observar en la Figura 6.1.14, para cada una de las aguas se considera un bidón para la entrada y otro para la salida de agua, estando estas conectadas mediante una manguera la cual genera un efecto sifón entre los dos bidones. Se utiliza esta configuración ya que la separación de los flujos de entrada y salida de los bidones permite crear dos ambientes aislados térmicamente y mantener un gradiente de temperatura. Se incluye una resistencia eléctrica en el bidón de salida del cooler, este corresponde al modelo TK7 de la marca Chisol.

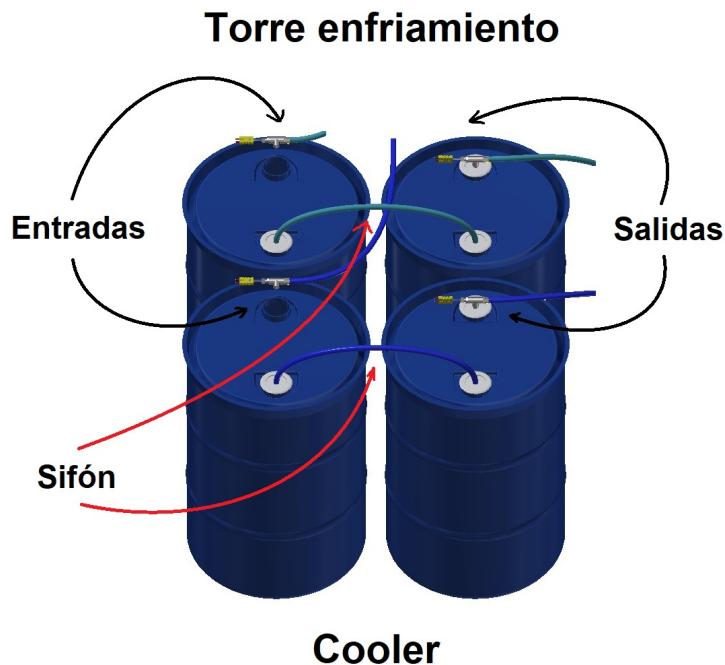


Figura 6.1.14: Esquema de distribución y funcionamiento de bidones de agua.

6.1.10. Selección de manifolds

El manifold seleccionado tiene entrada de 3/8" y cuatro salidas de 1/4" de la marca Quick Home Solutions. Este manifold se puede conectar a mangueras flexibles o tipo PEX.

Se ofrece una alternativa de manifold más económica la cual consta de mecanizar barras cuadradas de duraluminio. Estos deben tener entrada de 3/8", cuatro salidas de 1/4" y una perforación de 1/8" para un termopar. En la Figura 6.1.15 se muestra el dibujo CAD representativo de un manifold fabricado en duraluminio.

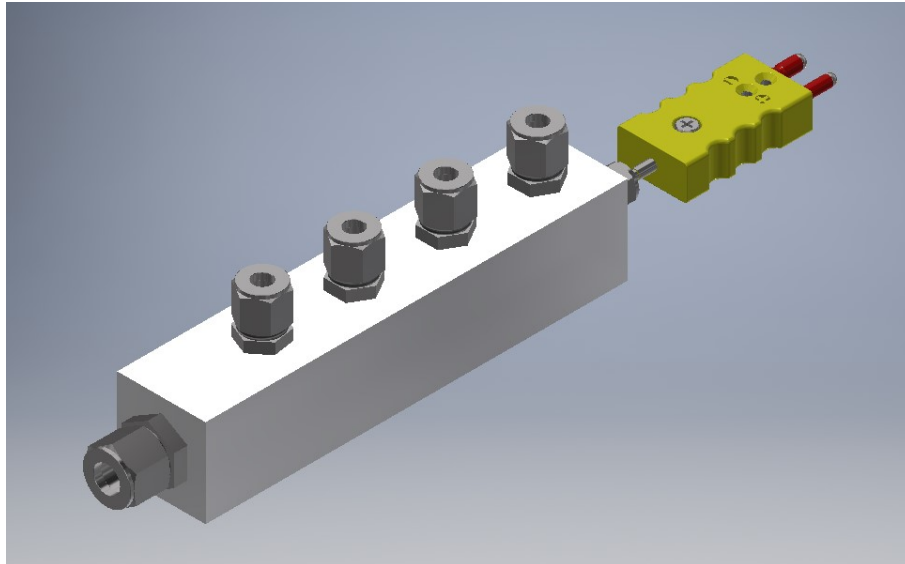


Figura 6.1.15: Dibujo CAD representativo de manifold manufacturado.

6.1.11. Selección de trampa de vacío

La trampa de vacío seleccionada corresponde a la trampa Aldrich® vacuum trap modelo Z549398 de la empresa Sigma Aldrich, tiene dimensiones externas de 25 x 200 mm.

6.1.12. Selección de aislación térmica

Para aislar los tanques de G-C y A-E, se selecciona un rollo de espuma elastomérica (EPDM). Esta tiene dimensiones de 10x1 m y 19 mm de espesor, el proveedor es la empresa AYRSA. Para la aislación de las mangueras se seleccionan tubos de aislación EPS térmica de 3/8"x 2 m.

6.1.13. Selección de aislación de vacío

Para asegurar hermeticidad en los estanques se utilizan O-rings en las tapas y sellos bonded en todas las conexiones del tanque. También se utilizará butilo para evitar fugas en las conexiones y válvulas externas.

El material de los O-rings será de Vitón, este presenta un leak rate de 6.3 cc/s STP [14] (Standard Temperature and Pressure) al separar un ambiente a $1,3 \times 10^{-7}$ kPa y otro a presión atmosférica (1 atm = 101 kPa). Este valor corresponde al rango de alto vacío el cual es 7 órdenes de magnitud mayor al rango de bajo vacío que opera la máquina.[3]

6.1.14. Visores

Se utilizan visores en los tanques A-E y G-C para poder visualizar el interior de la máquina. Se utilizan tres visores por tanque, dos en la parte superior para observar al interior

y uno en la parte inferior para monitorear el nivel de solución. Para observar por el lado superior se debe colocar una linterna por uno de los visores y observar por el otro.

Los visores seleccionados son visores de estanque hidráulico de la empresa Hidráulica Móvil y tienen un diámetro de 1/2".

6.1.15. Instrumentación

Para medir las condiciones de operación de la máquina se debe especificar la instrumentación necesaria. Las condiciones principales corresponden a la temperatura, la presión y el flujo másico. También se puede considerar medir otras magnitudes tales como el consumo eléctrico de las bombas. En el caso de determinar el *COP* de la máquina prototipo, se consideró desde un comienzo despreciable el consumo eléctrico de la bomba de solución en comparación al calor entrante del generador. Sin embargo, se recomienda agregar un multímetro para medir el consumo eléctrico y así mejorar la precisión de este cálculo.

6.1.15.1. Medición de temperatura

Para el caso de los termopares se utilizará termopares tipo K código K2005044 de la empresa Veto. Estos tienen un largo de 150 mm y un diámetro de 6,4 mm.

Para obtener una lectura de las temperaturas sensadas por los termopares se utilizarán lectores de termopares tipo K de cuatro canales, siendo necesario un total de seis lectores para visualizar todas las temperaturas al mismo tiempo.

6.1.15.2. Medición de presión

Para realizar mediciones de presión en el sistema se utilizarán manómetros capaces de medir presiones en el orden de magnitud cercana a la cual opera el ciclo, es decir, del orden de 0,1 a 10 kPa.

Los manómetros seleccionados son de la marca Indumed modelo DN100 y tienen un rango de medición de 0 a 16 kPa.

6.1.15.3. Medición de flujo másico

Para realizar mediciones de caudal se utiliza un vaso graduado (de al menos 1 litro de capacidad) y un cronómetro. Se coloca el vaso medidor a la salida de las aguas de circulación y se toma el tiempo en que se demora en llenar hasta cierto nivel. Con esto se puede obtener el flujo másico.

Para los fluidos en donde no se tiene contacto con ellos es necesario hacer una caracterización previa de las bombas en donde se determina el caudal para distintas potencias (en el

caso del controlador PWM) y frecuencias (para el controlador VFD).

6.1.16. Estación de trabajo

En la Figura 6.1.16 se observa la estructura de la estación de trabajo. Está diseñada para ser transportada con facilidad y soportar el peso de todos los componentes de la máquina que requieren mantenerse conectados y puedan ser transportados en conjunto. Las dimensiones generales son: altura de 1,75 m, ancho de 0,64 m y largo de 1,4 m. Está compuesto por un marco de metal y tres pisos con tablas de madera. El marco está construido con perfiles de acero ISO de 40x40 mm² de sección y 2 mm de espesor. Las tablas son de madera terciada de 0,56 m de ancho, 1,4 m de largo y 15 mm de espesor. La altura de cada piso debe ser de al menos 0,45 m de alto.

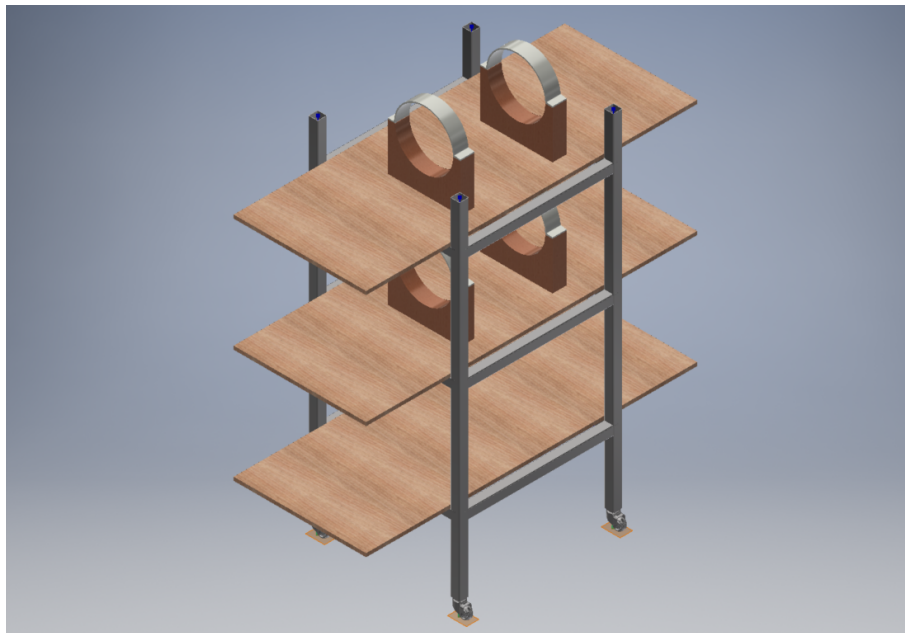


Figura 6.1.16: Estructura de la estación de trabajo.

En cuanto a la funcionalidad de la estructura, el primer piso está destinado para guardar los lectores de temperatura, VFDs de las bombas de agua externas, bomba y trampa de vacío, PWMs y Arduino para las bombas peristálticas. En el segundo piso se ubica el tanque A-E junto con sus respectivos manifold, el regenerador y la llave de solución. En el tercer piso está el tanque G-C con sus respectivos manifolds y las bombas peristálticas. Se incluyen soportes representativos para los tanques de la máquina. En la Figura 6.1 se visualiza la distribución de componentes mencionada.

La estructura no está diseñada para contener a las bombas de aguas externas, los bidones de agua de enfriamiento y enfriada ni el colector solar. Esto debido a sus grandes tamaños, pesos y que estos pueden permanecer a la intemperie.

Se incluye un banco con dos pisos para facilitar la visualización a través de los visores de los tanques si estos se encuentran a mayor altura que la persona. También se incluye un toldo de 3 x 3 [m] como se observa en la Figura 6.1.17, para proteger a la máquina y a los usuarios de la radiación solar.

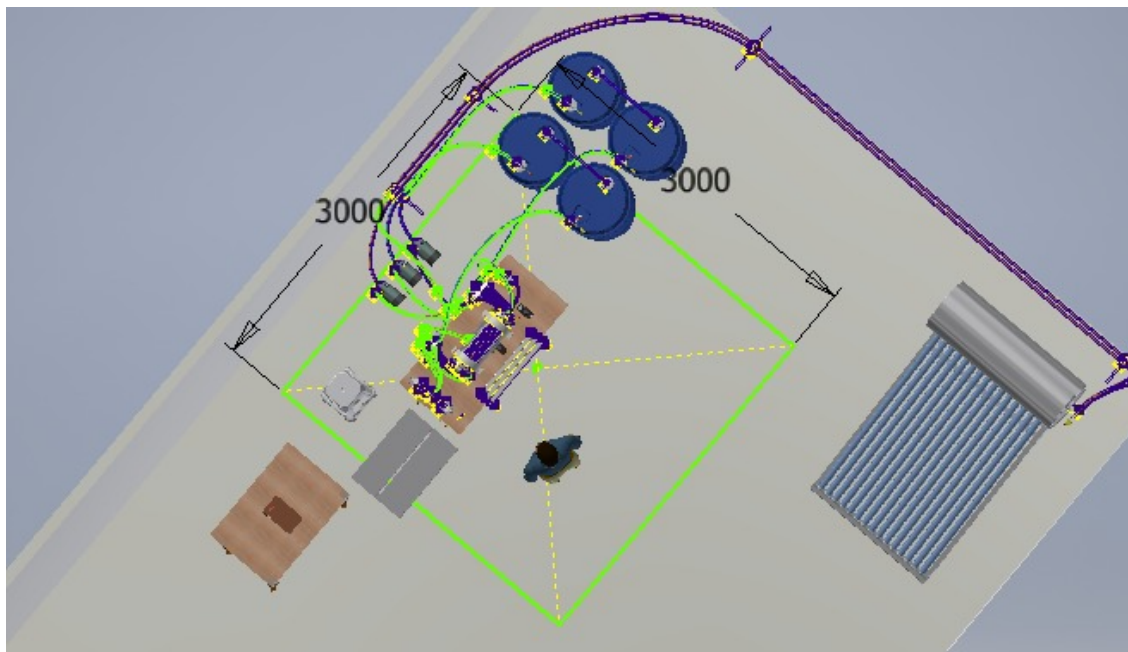


Figura 6.1.17: Proyección de área cubierta por el toldo.

Capítulo 7

Planificación del Montaje

En este capítulo se presentan las etapas correspondientes a la planificación del montaje de la máquina prototipo.

7.1. Procesos de manufactura

A continuación se presentan los pasos para realizar la manufactura de los componentes de los tanques A-E y G-C de la máquina prototipo.

7.1.1. Manufactura de carcasas

Las carcasas parten de un tubo hueco de acero inoxidable de 10” de diámetro externo con 1” de espesor. Mediante el método de bruñido se reducen los diámetros hasta las dimensiones requeridas. El bruñido permite una buena terminación superficial, pero es necesario verificar que la terminación superficial interna de la carcasa sea la adecuada, ya que esta estará en contacto con los O-rings. Una vez obtenida las dimensiones necesarias se procede a realizar las perforaciones y sus hilos BSPP correspondientes.

7.1.2. Manufactura de tapas

Las tapas parten de un cilindro macizo de acero inoxidable de 250 mm de diámetro y 25 mm de largo, este es ahuecado mediante cilindrado hasta obtener las dimensiones requeridas. Luego se juntan los pares de tapas correspondientes a cada tanque para realizar las perforaciones correspondientes a los intercambiadores de calor, esto para asegurar que estén alineados. A continuación, se procede a realizar todas las demás perforaciones adicionales a cada una de las tapas y los hilos BSPP correspondientes. Finalmente se procede a realizar las ranuras de los O-rings, este paso debe tener la precisión especificada en los planos. Es de suma importancia respetar las dimensiones ya que se requiere de terminaciones precisas para lograr un buen sellado en los tanques.

7.1.3. Manufactura de bandejas

Las bandejas parten de una plancha de acero inoxidable de 5 mm de espesor. Esta es recortada en las dimensiones necesarias con al menos 5 mm de holgura, luego es doblada a ambos lados que especifica el plano para obtener su forma definitiva. Finalmente se refrentan ambas caras que van unidas a las tapas (aquellas que no se doblan).

7.2. Montaje del sistema de refrigeración

En esta sección se detalla el orden de los pasos para ensamblar las piezas de los tanques, seguido de la máquina en su totalidad y la unión de las mangueras.

7.2.1. Ensamble del tanque A-E

Seguir los siguientes pasos:

1. Soldar la manilla a la tapa izquierda.
2. Se colocan guías a través de las perforaciones de los intercambiadores de calor entre las dos tapas para asegurar que estas estén perfectamente alienadas entre sí.
3. Se coloca la bandeja en la posición correcta entre las tapas y se suelda a ambas tapas. Se retiran las guías.
4. Se fijan todas las conexiones internas de las tapas; conjunto pasa muro-niple para los intercambiadores de calor. Niples para conexión de termopares, manómetros, entradas y salidas de solución y agua.
5. Se conectan los intercambiadores de calor entre las dos tapas.
6. Se conectan los visores en la carcasa.
7. Se colocan los O-ring dentro de las ranuras de las tapas y se aplica el lubricante para O-ring.
8. Se introduce el conjunto de tapa, bandeja e intercambiador de calor dentro de la carcasa.
9. Se monta el tanque en el soporte.
10. Se fijan todas las conexiones externas de las tapas.
11. Se fijan todas las mangueras externas.
12. Se realizan pruebas de vacío para verificar que no existan fugas.

7.2.2. Ensamble del tanque G-C

Seguir los siguientes pasos:

1. Soldar la manilla a la tapa izquierda.
2. Se colocan guías a través de las perforaciones de los intercambiadores de calor entre las dos tapas para asegurar que estas estén perfectamente alienadas entre sí.
3. Se coloca la bandeja en la posición correcta entre las tapas y se suelda a ambas tapas. Se retiran las guías.
4. Se fijan todas las conexiones internas de las tapas; conjunto pasa muro-niple para los intercambiadores de calor. Niples para conexión de termopares, manómetros, entradas y salidas de solución y agua, bomba de vacío.
5. Se conectan los intercambiadores de calor entre las dos tapas.
6. Se conectan los visores y el niple en la carcasa.
7. Se colocan los O-ring dentro de las ranuras de las tapas y se aplica el lubricante para O-ring.
8. Se introduce el conjunto de tapa, bandeja e intercambiador de calor dentro de la carcasa.
9. Se monta el tanque en el soporte.
10. Se fijan todas las conexiones externas de las tapas.
11. Se fijan todas las mangueras externas.
12. Se realizan pruebas de vacío para verificar que no existan fugas.

El paso 12 del ensamble de ambos tanques es de suma importancia. Antes de poder introducir la solución y hacer funcionar la máquina se debe asegurar que esta no tenga fugas. Para esto se debe producir un vacío en la máquina y monitorear la presión al interior de esta, asegurando que el vacío permanezca al interior. En el caso de que existan fugas se debe tratar de identificar esta para ver posibles reparaciones. De no ser capaz de identificar la falla, se recomienda reapretar todas las uniones y conexiones de la máquina. Si con esto siguen habiendo fugas se debe desarmar y volver a ensamblar la máquina. Si las fugas persisten se recomienda soldar las tapas y uniones a la máquina para asegurar hermeticidad, con la desventaja que su futuro desarme tendrá que ser de manera destructiva.

7.2.3. Ensamble de la máquina prototipo con las mangueras externas

Una vez montados y nivelados los tanques en la estructura, se deben colocar todos los componentes en sus ubicaciones respectivas (ver sección 6.1.16 Estación de trabajo). Luego se debe proceder a conectar las mangueras de agua externas, de solución y de refrigeración, se recomienda que este proceso parta desde los tanques hacia el exterior:

1. Conectar las mangueras de solución entre ambos tanques, pasando por la bomba de solución, regenerador y válvula de solución.
2. Conectar las mangueras de refrigerante entre ambos tanques, pasando por la válvula de refrigerante.
3. Conectar los tanques a los manifolds y estos a sus respectivas mangueras de agua externa.
4. Conectar las mangueras de los manifolds a sus respectivas bombas, y estas a sus respectivos reservorios.

7.3. Manual de operación

En esta sección se detallarán los pasos a seguir para realizar la puesta en marcha de la máquina prototipo.

7.3.1. Cómo introducir la mezcla de solución

Antes de la puesta en marcha de la máquina prototipo, se requiere introducir la mezcla de solución en el tanque A-E y generar las presiones subatmosféricas requeridas. Para ello, se deben seguir los siguientes pasos:

1. Preparar una mezcla de solución de 10 litros, con una concentración de LiBr del 51 % en el bidón de solución. En este paso se debe tener extrema precaución de no manipular directamente el LiBr y utilizar todas las medidas de precaución necesarias. Usar guantes y gafas de seguridad. Solicitar las recomendaciones de un profesional capacitado para manipular esta sustancia.
2. Conectar el bidón a la válvula de inserción de solución en el tanque A-E y abrirla.
3. Asegurarse que la válvula de refrigerante permanezca abierta y la de solución cerrada, prender la bomba de vacío conectada al tanque G-C y monitorear la caída de presión con un manómetro. A medida que cae la presión, la solución irá ingresando al tanque A-E de manera natural por diferencias de presión.
4. Una vez que toda la solución haya ingresado al tanque A-E, cerrar la válvula de inserción de solución.

5. Al alcanzar el rango de presiones requerida, apagar la bomba de vacío y cerrar su válvula.

7.3.2. Puesta en marcha de la máquina

Una vez la solución se encuentra en el tanque A-E y el vacío se ha generado, se deben seguir los siguientes pasos para la puesta en marcha de la máquina:

1. Encender la bomba de solución para impulsar el fluido hacia el tanque G-C.
2. Monitorear el nivel de solución en el tanque G-C observando a través del visor inferior del tanque G-C.
3. Una vez que el nivel de solución se encuentra a la mitad del visor, abrir la válvula de solución para permitir la circulación entre ambos tanques.
4. Para mantener estable el nivel de solución en ambos tanques, regular el flujo másico de la bomba de solución de forma manual por medio de la perilla del PWM y regular la válvula de solución de forma manual controlando su apertura.
5. Una vez que se observa un equilibrio estable en los niveles de solución, cerrar la válvula de refrigerante, abrir la válvula del termotanque y encender la bomba de agua caliente. Abrir la válvula de la torre de enfriamiento y encender su bomba.
6. Observar a través del visor la acumulación de agua en la bandeja del condensador. Cuando la acumulación alcance la salida de la bandeja, abrir la válvula de refrigerante y regular un flujo constante hacia la bandeja de evaporación, monitoreando el nivel por los visores del tanque A-E.
7. Cuando el refrigerante en la bandeja del evaporador sumerge a los tubos intercambiadores de calor, abrir la válvula del cooler y encender su bomba
8. Realizar los primeros monitoreos de las condiciones de operación de la máquina y corroborar que estos se mantienen o se acercan a los rangos nominales. Principalmente monitorear los niveles de solución y de refrigerante, y el cambio de temperaturas y de presión en ambos tanques.

Las condiciones de operación teóricas que entrega el modelo pueden presentar discrepancias respecto a las condiciones reales monitoreadas y sensadas durante la puesta en marcha. Es por esto que se debe estudiar y reajustar los parámetros del modelo de acuerdo a los datos obtenidos empíricamente.

7.4. Cotizaciones

En la Tabla 7.4.1 se muestran los precios de todos los componentes y subcomponentes mencionados durante este trabajo. Es importante recalcar que al momento de seleccionar los equipos se considera una sobreestimación de la calidad y cantidad de estos y también se consideran las opciones más costosas, dando la opción que al momento de realizar la cotización y compra final se pueden elegir opciones más económicas que permitan funcionar a las mismas condiciones de operación. Algunos ejemplos son:

- **O-rings:** Se cotizan O-rings de material Vitón ya que tiene mejores propiedades que el nitrilo, siendo que este último también puede trabajar a las condiciones de operación diseñadas y es más económico.
- **Termopares:** Se considera un total de veinticuatro termopares, donde algunos de estos estarían dando una lectura redundante de temperatura respecto al punto del ciclo que miden. Esto se hace para obtener mediciones más precisas al considerar las pérdidas de calor ocurridas en el trayecto de las tuberías.
- **Lectores de termopares:** Se consideran seis lectores de termopares de cuatro canales para poder visualizar todas las temperaturas al mismo tiempo, siendo posible comprar una menor cantidad de lectores, donde sería necesario dividir los termopares en secciones y conectar una sección a la vez para obtener las mediciones. También es posible automatizar la lectura de los termopares a través de un Arduino.

Tabla 7.4.1: Cotizaciones

Componentes	Sub componentes	Un.	Cant.	Precio Un.	Precio total	Observaciones	Proveedor
Tanques	Carcasas	m	2	\$110.670	\$221.340	Acero Inoxidable 10" (bruñido)	Acermet
	Tubos IC	m	15	\$2.106	\$31.590	Cobre 1/4" tipo L	Cotización MultiAdapters
	Bandejas		1	\$169.000	\$169.000	Plancha acero inox 5 mm	Otero industrial
	Tapas		1	\$132.000	\$132.000	Cilindro inox de 250*25mm	Otero industrial
Fittings	Llaves de bola		2	\$693	\$1.386	Válvula plastica de bola 1/2	hidrocentro
	O-rings		8	\$40.031	\$320.248	Vitón AS568-176	Coditec
	Lubrificante O-rings		1	\$136.682	\$136.682	SUPER LUBE 884-2 A	Coditec
	Espuma elastomérica		1	\$110.000	\$550.000	Cotización fittings varios	MultiAdapters
Aislantes	Tubo EPS 3/8 *2 m		30	\$2.042	\$110.000	10x1m x19mm de rollo EPDM	AYRSA
	Butilo		2	\$7.450	\$61.260	Tubo 3/8 *2 m	Homecenter
Aguas externas	Bidones de agua		4	\$31.000	\$14.900	sello butilo gris 3x9mmx15mts.	Triplee
	Bombas de agua		2	\$36.290	\$124.000	208 litros, 2 bocas	Fersol
	Manifold		8	\$66.640	\$72.580	1/2 hp	Triplee
	Llaves		2	\$3.490	\$533.120	1 entrada 4 salidas	Quick Home Solutions
Bombas especiales	Mangueras	m	60	\$2.303	\$6.980	Representativo	Easy
	Resistencias eléctricas (cooler)		1	\$89.990	\$138.180	Manguera hidraulica	Danus
	Bomba de solución		2	\$97.962	\$89.990	Modelo IN- TK 7	Chisol
	Bomba de vacío		1	\$89.500	\$195.924	Modelo WPI100 (108 usd)	Welco
Trampa de Vacío	Trampa de Vacío		1	\$59.300	\$89.500	Modelo VP125	Mercado Libre
	IC de tubos concentricos		1	\$51.760	\$59.300	Z549398	Sigma Aldrich
Regenerador	Colector plano / tubo vacío		1	\$559.990	\$51.760	Marca Bowa	Aliexpress
	Bomba de agua 1/2HP		1	\$559.990	\$559.990	Modelo PE-T200RESIS-V	Mercado Libre
Controlador Bombas	Arduino		1	\$39.890	\$39.890	Incluido en colector	Triplee
	Regulador PWM		2	\$3.490	\$39.890	Kit Completo.Arduino UNO R3	Altronics
	Variador de frecuencia VFD		3	\$250.000	\$6.980	PWM 10A 12-40V	Altronics
Instrumentación de control	Lector 4 termopares tipo k		6	\$33.441	\$750.000	VFD Monofásico ADS	DBTEK
	Vaso graduado medidor		1	\$1.990	\$200.646	Lector de 4 canales	Mercado Libre
Sensores	Termopares tipo k		24	\$26.095	\$1.990	Cotización	Paris
	Manómetros		2	\$46.800	\$626.280	0-16 kPa	Veto
Visores	Planchas madera		6	\$18.921	\$93.600	Llamada telefónica	Indumed
	Estructura metal		1	\$24.240	\$113.526	Terciado 2400*1200*15mm	Hidraulica movil
Estación	Ruedas		3	\$23.290	\$24.240	40*40*2mm *6m	Imperial
	Toldo		4	\$6.590	\$69.870	Con freno	Proclalam
Fluidos de trabajo	Agua destilada		1	\$53.990	\$26.360	3x3m	Construmart
	Bromuro de Litio	kg	10	\$195.000	\$53.990		Linio
Manufactura	Solucion 54 %m		5	\$195.000	\$1.950.000		Fischer Scientific
	Servicio de maestranza		1	\$337.200	\$337.200	50 % precio materiales	Fischer Scientific
				TOTAL	\$7.678.123		Sigma Aldrich

Capítulo 8

Diseño de las experiencias de laboratorio

En este capítulo se presentan las experiencias de laboratorio que podrán ser realizadas una vez se realice el montaje de la máquina prototipo.

Las experiencias de laboratorio permitirán a los estudiantes caracterizar el ciclo termodinámico de la máquina. El diseño cuenta con la posibilidad de variar los parámetros de caudal y temperatura, además de considerar la instrumentación necesaria para poder estudiar el comportamiento termodinámico del ciclo de refrigeración.

8.0.1. Experiencias de funcionamiento general de la máquina

8.0.1.1. Experiencia N°1:

- **Objetivo:** Estudiar el ciclo termodinámico en las condiciones nominales de operación.
- **Metodología:** Encender la máquina (ver sección 7.3.2). A partir de un estado estacionario, medir las temperaturas y presiones de los cuatro tanques y del cooler. A partir de estos datos, genere la curva de presión versus entalpía (P vs h) del refrigerante. Compare con el gráfico teórico generado en EES. A partir de los datos, calcule el calor transferido en cada uno de los intercambiadores de calor y calcule el COP del sistema.
- **Preguntas:**
 - ¿A qué tipo de bomba de calor corresponde esta máquina?
 - ¿A qué se debe la diferencia en el COP de esta máquina respecto a una de compresión de vapor? Si se tuviera un ciclo de compresión equivalente, ¿cuál debería ser la potencia del compresor?
 - ¿Cuánto tiempo le toma a la máquina alcanzar un estado estacionario?
 - ¿Por qué la máquina opera a presiones subatmosféricas?

8.0.2. Experiencias de monitoreo y control del generador

8.0.2.1. Experiencia N°1:

- **Objetivo:** Estudiar el efecto que tiene sobre el COP la variación de la temperatura en el generador.
- **Metodología:** Encender la máquina (ver 7.3.2 Puesta en marcha). A partir de un estado estacionario en condiciones nominales, varíe la temperatura en el termostato del generador a 80° ó 60° C. Cada 30 segundos tome datos de las temperaturas, presiones y flujo másico de los cuatro tanques y cooler. A partir de estos datos genere la curva de presión versus entalpía (P vs h) del refrigerante, compare con el gráfico teórico generado en EES. A partir de los datos, calcule el calor transferido en cada uno de los intercambiadores de calor y calcule el COP del sistema.
- **Preguntas:**
 - ¿Cuál es el efecto sobre el COP del sistema? ¿Por qué aumenta o disminuye? Concluya.
 - ¿Cómo es el comportamiento observado del COP en función de la temperatura del generador?

8.0.2.2. Experiencia N°2:

- **Objetivo:** Estudiar el efecto que tiene sobre el COP operar la máquina con un flujo másico de agua caliente mayor o menor al nominal.
- **Metodología:** A partir de un estado estacionario a condiciones nominales, aumente o disminuya el flujo másico de agua caliente. Espere hasta alcanzar un nuevo estado estacionario.
- **Preguntas:**
 - ¿Cuál es este nuevo flujo másico?
 - ¿Cómo cambia la transferencia de calor en el intercambiador de calor? Compare los resultados con los valores del código EES. ¿Cómo calcularía el coeficiente U ?
 - ¿Cuál es el efecto sobre el COP del sistema? ¿Por qué aumenta o disminuye? Concluya.

8.0.3. Experiencias de monitoreo y control del cooler

8.0.3.1. Experiencia N°1:

- **Objetivo:** Estudiar el efecto sobre el COP que tiene operar la máquina con una temperatura de cooler mayor a la temperatura nominal de operación.

- **Metodología:** A partir de un estado estacionario a condiciones nominales, encienda el calefactor del cooler, espere hasta alcanzar un nuevo estado estacionario.
- **Preguntas:**
 - ¿Cuál es el efecto sobre el *COP* del sistema? ¿Por qué aumenta o disminuye? Concluya

8.0.3.2. Experiencia N°2:

- **Objetivo:** Estudiar el efecto que tiene sobre el *COP* operar la máquina con una temperatura de cooler constante.
- **Metodología:** A partir de un estado estacionario a condiciones nominales, determine la potencia necesaria que debe entregar el calefactor al cooler para mantener una temperatura constante. Operar la máquina en esta condición.
- **Preguntas:**
 - ¿Cuál es esta potencia y cómo la determinó?
 - ¿Cuál es el efecto sobre el *COP* del sistema? ¿Por qué aumenta o disminuye? Concluya.

8.0.3.3. Experiencia N°3:

- **Objetivo:** Estudiar el efecto sobre el *COP* que tiene operar la máquina con un flujo másico mayor o menor al nominal.
- **Metodología:** A partir de un estado estacionario a condiciones nominales, aumente o disminuya el flujo másico de agua a enfriar, espere hasta alcanzar un nuevo estado estacionario.
- **Preguntas:**
 - ¿Cuál es este nuevo flujo másico?
 - ¿Cuál es el efecto sobre el *COP* del sistema? ¿Por qué aumenta o disminuye? Concluya.

Capítulo 9

Conclusiones

Se diseñó una máquina prototipo de refrigeración solar por absorción de simple efecto que utiliza el par de fluidos LiBr-H₂O. Su potencia de enfriamiento de diseño es del orden de 1 kW. El *COP* de diseño es de 0,72 a condiciones nominales. El cuerpo frío corresponde a un estanque de agua que se encuentra a temperatura ambiente y puede ser enfriado hasta los 14°C, utilizando un generador abastecido por agua caliente a 70°C, la cual es calentada con energía solar térmica. Todos estos parámetros fueron determinados a partir de un modelo matemático desarrollado con el software EES, los cuales representan las condiciones nominales de operación en estado estacionario.

Se desarrolló un diseño CAD en 3D utilizando el software Autodesk Inventor 2019, en el cual se determinó la distribución y las dimensiones de todos los componentes de la máquina, considerando el sistema de instrumentación necesario para realizar mediciones para llevar a cabo experiencias de laboratorio.

El costo total de la máquina es de \$7.678.123 CLP siendo la inversión más cara la mezcla de solución seguida por la instrumentación, los VFD y el colector solar (incluido el termotanque y la bomba). La cotización de componentes considera una sobreestimación de la calidad y cantidad de estos, también se realizó con las opciones más costosas. Dando la opción que al momento de realizar la cotización y compra final se pueden utilizar opciones más económicas que permitan funcionar a las mismas condiciones de operación.

Algunas consideraciones futuras adicionales de acuerdo a los resultados del diseño realizado, son las siguientes:

- **Aislación del vacío:** El vacío es uno de los factores más importantes a considerar en el diseño, la fabricación y el montaje de la máquina. Se debe verificar las dimensiones y terminaciones superficiales de las ranuras para los O-rings, para asegurar un buen nivel de vacío. Si el diseño planteado en este trabajo no es capaz de mantener el vacío se recomienda soldar las uniones a la máquina para asegurar hermeticidad, de lo contrario se requiere de un rediseño de la máquina.

- **Puesta en marcha:** La puesta en marcha de la máquina es una guía de cómo se espera que funcione u opere la máquina. Se debe volver estudiar esta propuesta de puesta en marcha una vez que se construya la máquina para definirla correctamente.
- **Fuentes de energía:** Se pueden ahorrar costos de colector solar si se instala la máquina en una ubicación con conexión a agua a temperaturas de 70°C, por ejemplo, utilizando un calefont.

Este trabajo incluyó varias áreas de la Ingeniería como Ciencia de Materiales, Manufactura, Diseño Mecánico, Termodinámica, Transferencia de Calor, etc. Esto conlleva a que el proceso de diseño posea múltiples factores a considerar en cada uno de sus pasos, los cuales a su vez poseen una estrecha dependencia entre sí. Además, la planificación del montaje y los resultados de las condiciones de operación corresponden a suposiciones y estimaciones a partir del trabajo de diseño, las que deberán ser modificadas progresivamente a medida que se conozcan las condiciones reales de la máquina ya construida.

Como recomendaciones de trabajos futuros para continuar el desarrollo del diseño de la máquina prototipo, se sugiere la realización de una investigación intensiva de los fenómenos de transferencia de calor que ocurren en el sistema, tanto de las propiedades físicas y químicas de los fluidos de trabajo como también de la configuración física definitiva que se decida utilizar al momento de construir los intercambiadores de calor. También se sugiere diseñar una simulación de un intercambiador de calor representativo de la máquina prototipo para obtener resultados numéricos más exactos, reduciendo la cantidad de estimaciones utilizadas en este trabajo. Luego, en base a los resultados de este nuevo estudio, se recomienda optimizar el diseño de los componentes de los intercambiadores de calor, en conjunto con una revisión de sus procesos de manufactura, todo esto con anterioridad o en paralelo a la realización de la construcción misma de la máquina.

Bibliografía

- [1] ASHRAE (2017). ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition).
- [2] Bakhtiari, B. et al. (2010). *A model for analysis and design of H₂O–LiBr absorption heat pumps*. Elsevier. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.09.037>
- [3] Fradette, R.J.(s.f.) *Understanding Vacuum and Vacuum measurement*. (9.a. ed.).
- [4] Fraunhofer Chile Research (2017). *Estudio de Tecnologías para Refrigeración Solar*. Centro Energía Solar.
- [5] Herold, K. E. et al. (2016). *Absorption Chillers and Heat Pumps* (2.a. ed.). CRC Press.
- [6] Jalil, E. et al. (2017). *Experimental study of heat transfer enhancement in the evaporator of single-effect absorption chiller using new different tube insert*. Elsevier. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.004>.
- [7] Jeggels, D. (2015). *Transient Simulation of a Lithium Bromide-Water Vapour Absorption Refrigeration System*. Stellenbosch University.
- [8] Kalogirou, S. et al. (2001). *Design and Construction of a Lithium Bromide Water Absorption Refrigerator*. CLIMA 2000/Napoli 2001 World Congress.
- [9] Lorenz, J. J. et al. (1982). *An Assessment of Heat-Transfer Correlations for Turbulent Water Flow through a Pipe at Prandtl Numbers of 6.0 and 11.6*. Argonne National Laboratory.
- [10] National Fire Protection Association. (2022). *Standard System for the Identification of the Hazards of Materials for Emergency Response* (NFPA 704).
- [11] Parker Hannifin Corporation, Cleveland, OH (2010). *Parker O-ring Vacuum Sealing Guide ORD 5705*. Parker.
- [12] Perry, R. H. et al. (1997). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (7.a. ed.). McGraw-Hill.
- [13] Stoecker, W. F. et al. (1983). *Refrigeration and Air Conditioning* (2.a. ed.). McGraw-Hill.
- [14] Trout, O.F. (1968) *An Investigation of Leakage of Large-diameter O-ring Seals on Spacecraft Air-lock Hatches*. NASA.

Anexos

Anexo A

Memoria de cálculo

A continuación se muestran los datos que no fueron presentados en la memoria de cálculo de la sección 5.

A.1. Recurso solar

La Tabla A.1.1 corresponde a los datos de radiación solar obtenidos a partir del *Explorador Solar*.

Tabla A.1.1: Radiación promedio mensual para cada hora del día. [W/m²]

Hora	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
0:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7:00	638	417	0	0	0	0	0	0	100	384	559	632
8:00	779	716	607	447	170	0	0	257	423	508	666	744
9:00	844	803	720	573	412	356	350	385	484	558	728	830
10:00	883	830	779	630	454	394	393	432	540	575	735	846
11:00	913	880	806	671	487	433	428	462	544	600	770	873
12:00	919	883	810	682	500	452	432	464	535	602	782	868
13:00	904	872	820	685	499	487	440	455	548	577	773	846
14:00	893	864	801	670	497	462	434	452	549	562	770	818
15:00	877	864	805	669	496	448	434	452	538	566	749	825
16:00	855	841	776	640	455	427	398	444	521	569	741	807
17:00	799	778	707	570	479	408	493	416	454	490	685	755
18:00	728	705	616	248	0	0	0	161	451	592	611	704
19:00	620	485	63	0	0	0	0	0	0	12	369	585
20:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

La Tabla A.1.2 corresponde a los datos de temperatura ambiental promedio mensual para cada hora en Santiago de Chile, obtenidos a partir del *Explorador Solar*.

Tabla A.1.2: Temperatura ambiental promedio mensual para cada hora en Santiago de Chile. [°C]

Hora	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
0:00	18	17	16	13	10	8	7	8	10	12	14	16
1:00	17	17	16	12	10	8	7	8	10	11	13	15
2:00	16	16	15	12	10	7	7	8	9	11	13	15
3:00	16	16	14	11	9	7	6	7	9	11	12	14
4:00	16	16	14	11	9	7	6	7	8	10	12	14
5:00	16	15	14	11	9	6	6	7	8	10	11	13
6:00	16	15	13	10	9	6	5	7	8	9	11	14
7:00	17	16	14	10	8	6	5	6	7	10	13	14
8:00	19	18	15	11	8	6	5	6	8	12	15	17
9:00	21	20	18	14	10	7	6	8	11	14	17	19
10:00	24	23	21	16	12	9	9	10	13	16	20	22
11:00	26	25	23	19	15	12	11	13	16	19	22	25
12:00	28	27	25	21	17	14	13	15	17	21	24	26
13:00	29	28	27	22	18	15	15	16	19	22	25	27
14:00	30	29	28	23	19	16	16	17	20	23	26	28
15:00	29	29	28	23	19	16	16	17	20	22	26	28
16:00	29	28	27	23	19	16	15	17	19	22	25	27
17:00	28	27	26	21	17	14	14	16	18	21	24	26
18:00	26	26	24	19	15	13	12	13	16	19	22	25
19:00	24	23	22	18	14	11	11	12	14	17	20	23
20:00	22	22	20	16	13	10	10	11	13	15	18	21
21:00	21	20	19	15	12	9	9	10	12	14	17	19
22:00	19	19	18	14	12	9	8	9	11	13	15	18
23:00	18	18	17	14	11	8	8	9	11	12	15	17

La Tabla A.1.3 corresponde al calor útil utilizado por el colector para aumentar la temperatura del agua en el termostanque.

Tabla A.1.3: Calor neto absorbido por el colector cada hora. [W]

Hora	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
0:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7:00	893	584	0	0	0	0	0	0	140	537	782	885
8:00	1091	1003	850	626	237	0	0	360	593	711	932	1042
9:00	1181	1125	1008	803	576	498	490	540	678	782	1019	1162
10:00	1236	1161	1090	883	636	552	551	605	756	804	1030	1185
11:00	1278	1232	1129	939	682	606	599	647	761	840	1077	1222
12:00	1287	1236	1134	955	701	632	604	649	748	843	1095	1215
13:00	1266	1221	1148	959	698	682	615	637	768	808	1082	1184
14:00	1250	1210	1122	938	696	647	607	632	768	787	1078	1145
15:00	1227	1210	1127	936	694	628	607	633	753	792	1049	1155
16:00	1197	1177	1086	896	637	598	557	622	730	797	1037	1130
17:00	1119	1090	990	799	671	571	690	583	635	686	959	1057
18:00	1019	988	863	347	0	0	0	226	632	829	855	986
19:00	869	679	89	0	0	0	0	0	0	17	517	818
20:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

La Tabla A.1.4 corresponde a la temperatura obtenida en el termostato luego de la exposición solar al final de la hora anterior. En caso de ser la primera hora del primer día de funcionamiento, se iguala a la temperatura ambiente.

Tabla A.1.4: Temperatura alcanzada en el termostato luego de un día de exposición. [°C]

Hora	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
0:00	18,0	17,0	16,0	13,0	10,0	8,0	7,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0
1:00	18,0	17,0	16,0	13,0	10,0	8,0	7,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0
2:00	18,0	17,0	16,0	13,0	10,0	8,0	7,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0
3:00	17,9	17,0	16,0	12,9	10,0	8,0	7,0	8,0	10,0	11,9	13,9	15,9
4:00	17,8	16,9	15,9	12,8	10,0	7,9	7,0	8,0	9,9	11,9	13,8	15,8
5:00	17,7	16,9	15,8	12,8	9,9	7,9	6,9	7,9	9,8	11,8	13,8	15,8
6:00	17,6	16,8	15,7	12,7	9,9	7,8	6,9	7,9	9,8	11,7	13,6	15,6
7:00	17,6	16,7	15,6	12,6	9,8	7,7	6,8	7,8	9,7	11,6	13,5	15,6
8:00	21,3	19,1	15,5	12,5	9,8	7,6	6,7	7,8	10,2	13,8	16,8	19,2
9:00	25,8	23,3	19,1	15,0	10,7	7,6	6,6	9,2	12,6	16,7	20,7	23,5
10:00	30,6	27,9	23,3	18,4	13,1	9,6	8,7	11,4	15,3	19,9	24,8	28,2
11:00	35,5	32,6	27,8	22,0	15,7	11,9	11,0	13,9	18,4	23,1	28,9	33,0
12:00	40,5	37,5	32,3	25,8	18,6	14,5	13,5	16,6	21,5	26,5	33,2	37,8
13:00	45,4	42,2	36,8	29,6	21,5	17,1	16,1	19,3	24,5	29,8	37,4	42,4
14:00	50,0	46,8	41,2	33,4	24,2	19,9	18,6	21,8	27,5	32,9	41,4	46,7
15:00	54,4	51,1	45,4	36,9	27,0	22,5	21,1	24,3	30,4	35,8	45,3	50,7
16:00	58,5	55,3	49,4	40,2	29,5	24,9	23,4	26,6	33,1	38,5	48,9	54,6
17:00	62,3	59,1	53,0	43,3	31,8	27,0	25,4	28,8	35,6	41,2	52,2	58,2
18:00	65,5	62,3	56,0	45,7	34,0	28,9	27,8	30,8	37,5	43,2	55,1	61,3
19:00	68,1	64,9	58,3	46,0	33,2	28,2	27,1	30,9	39,3	45,6	57,2	63,9
20:00	69,9	65,9	57,1	44,8	32,3	27,4	26,4	30,1	38,2	44,5	57,8	65,6
21:00	67,8	64,0	55,5	43,5	31,5	26,7	25,7	29,3	37,1	43,2	56,1	63,6
22:00	65,8	62,1	53,9	42,3	30,7	25,9	25,0	28,5	36,0	42,0	54,4	61,7
23:00	63,8	60,3	52,4	41,1	29,9	25,2	24,3	27,6	34,9	40,7	52,7	59,8

La Tabla A.1.5 corresponde a la temperatura obtenida en el termostato luego de la exposición solar al final de la hora anterior.

Tabla A.1.5: Temperatura final. [°C]

Hora	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
0:00	18,0	17,0	16,0	13,0	10,0	8,0	7,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0
1:00	18,0	17,0	16,0	13,0	10,0	8,0	7,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0
2:00	18,0	17,0	16,0	13,0	10,0	8,0	7,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0
3:00	17,9	17,0	16,0	12,9	10,0	8,0	7,0	8,0	10,0	11,9	13,9	15,9
4:00	17,8	16,9	15,9	12,8	10,0	7,9	7,0	8,0	9,9	11,9	13,8	15,8
5:00	17,7	16,9	15,8	12,8	9,9	7,9	6,9	7,9	9,8	11,8	13,8	15,8
6:00	17,6	16,8	15,7	12,7	9,9	7,8	6,9	7,9	9,8	11,7	13,6	15,6
7:00	21,4	19,2	15,6	12,6	9,8	7,7	6,8	7,8	10,3	13,9	16,9	19,4
8:00	26,0	23,5	19,2	15,1	10,8	7,6	6,7	9,3	12,7	16,9	20,8	23,7
9:00	30,9	28,2	23,4	18,5	13,2	9,7	8,8	11,5	15,5	20,1	25,0	28,5
10:00	35,9	32,9	28,0	22,2	15,8	12,0	11,1	14,0	18,6	23,4	29,2	33,3
11:00	41,0	37,9	32,7	26,0	18,7	14,6	13,6	16,7	21,7	26,7	33,6	38,2
12:00	46,0	42,8	37,2	29,9	21,6	17,2	16,2	19,4	24,8	30,1	37,9	43,0
13:00	50,8	47,5	41,8	33,8	24,5	20,1	18,7	22,0	27,8	33,3	42,1	47,5
14:00	55,4	52,0	46,1	37,4	27,3	22,7	21,2	24,5	30,8	36,3	46,1	51,7
15:00	59,7	56,3	50,3	40,9	30,0	25,2	23,7	27,0	33,7	39,2	49,8	55,7
16:00	63,7	60,3	54,1	44,1	32,3	27,4	25,8	29,3	36,3	42,0	53,4	59,5
17:00	67,1	63,8	57,3	46,7	34,7	29,5	28,4	31,4	38,4	44,1	56,4	62,8
18:00	69,9	66,5	59,7	47,2	34,0	28,9	27,8	31,7	40,3	46,8	58,8	65,5
19:00	71,9	67,8	58,7	46,0	33,2	28,2	27,1	30,9	39,3	45,7	59,5	67,4
20:00	69,9	65,9	57,1	44,8	32,3	27,4	26,4	30,1	38,2	44,5	57,8	65,6
21:00	67,8	64,0	55,5	43,5	31,5	26,7	25,7	29,3	37,1	43,2	56,1	63,6
22:00	65,8	62,1	53,9	42,3	30,7	25,9	25,0	28,5	36,0	42,0	54,4	61,7
23:00	63,8	60,3	52,4	41,1	29,9	25,2	24,3	27,6	34,9	40,7	52,7	59,8

La Tabla A.1.6 corresponde a las pérdidas de calor del termotanque con el ambiente, en caso que el termotanque se encuentre a mayor temperatura que el exterior.

Tabla A.1.6: Pérdidas de calor en el termotanque cada hora. [W]

Hora	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
0:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1:00	10	0	0	10	0	0	0	0	0	10	10	10
2:00	20	10	10	10	0	10	0	0	10	10	10	10
3:00	19	10	20	19	10	10	10	10	10	9	19	19
4:00	18	9	19	18	10	9	10	10	19	19	18	18
5:00	17	19	18	18	9	19	9	9	18	18	28	28
6:00	16	18	27	27	9	18	19	9	18	27	26	16
7:00	25	20	16	26	18	17	18	18	30	28	22	35
8:00	47	33	24	28	23	16	17	25	34	33	38	45
9:00	74	58	33	28	19	16	17	24	30	44	58	70
10:00	93	74	46	43	25	18	9	27	40	56	70	88
11:00	123	103	72	50	22	13	13	23	41	59	92	106
12:00	153	131	98	69	31	19	19	30	62	73	115	144
13:00	191	169	123	97	50	36	24	47	72	95	147	179
14:00	227	204	156	124	67	53	39	62	92	116	177	212
15:00	281	247	198	159	95	78	64	86	120	155	216	252
16:00	321	298	247	191	119	102	96	110	157	182	261	301
17:00	367	344	291	240	162	142	129	141	190	216	303	345
18:00	417	384	339	274	190	159	158	182	229	260	349	384
19:00	460	433	365	280	192	172	161	189	253	287	384	426
20:00	479	439	371	288	193	174	164	191	252	295	398	446
21:00	468	440	365	285	195	177	167	193	251	292	391	446
22:00	468	431	359	283	187	169	170	195	250	290	394	437
23:00	458	423	354	271	189	172	163	186	239	287	377	428

La Tabla A.1.7 corresponde al calor neto de la tablaA.1.3, menos las pérdidas de calor con el ambiente de la tabla A.1.6.

Tabla A.1.7: Calor absorbido en el termotanque cada hora, considerando pérdidas. [W]

Hora	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
0:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1:00	-10	0	0	-10	0	0	0	0	0	-10	-10	-10
2:00	-20	-10	-10	-10	0	-10	0	0	-10	-10	-10	-10
3:00	-19	-10	-20	-19	-10	-10	-10	-10	-10	-9	-19	-19
4:00	-18	-9	-19	-18	-10	-9	-10	-10	-19	-19	-18	-18
5:00	-17	-19	-18	-18	-9	-19	-9	-9	-18	-18	-28	-28
6:00	-16	-18	-27	-27	-9	-18	-19	-9	-18	-27	-26	-16
7:00	868	564	-16	-26	-18	-17	-18	-18	110	509	760	851
8:00	1044	970	826	598	215	-16	-17	335	558	677	894	997
9:00	1108	1067	975	775	557	482	473	516	648	738	960	1091
10:00	1144	1087	1044	840	611	533	542	578	716	748	959	1097
11:00	1155	1129	1056	889	660	593	586	624	720	780	985	1116
12:00	1134	1104	1036	887	670	613	586	619	687	770	980	1071
13:00	1075	1052	1025	862	649	646	591	591	696	713	935	1005
14:00	1023	1006	965	814	629	594	568	571	677	671	901	933
15:00	947	963	929	777	600	549	543	547	633	637	833	903
16:00	876	879	838	704	518	496	461	512	573	615	776	829
17:00	752	746	699	559	509	429	561	442	446	469	656	712
18:00	602	604	524	73	-190	-159	-158	44	403	570	506	602
19:00	409	246	-276	-280	-192	-172	-161	-189	-253	-269	133	392
20:00	-479	-439	-371	-288	-193	-174	-164	-191	-252	-295	-398	-446
21:00	-468	-440	-365	-285	-195	-177	-167	-193	-251	-292	-391	-446
22:00	-468	-431	-359	-283	-187	-169	-170	-195	-250	-290	-394	-437
23:00	-458	-423	-354	-271	-189	-172	-163	-186	-239	-287	-377	-428

La Tabla A.1.8 corresponde a la temperatura final real alcanzada en el termotanque.

Tabla A.1.8: Temperatura final en el termotanque a cada hora, considerando pérdidas. [°C]

Hora	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
0:00	18	17	16	13	10	8	7	8	10	12	14	16
1:00	18	17	16	13	10	8	7	8	10	12	14	16
2:00	18	17	16	13	10	8	7	8	10	12	14	16
3:00	18	17	16	13	10	8	7	8	10	12	14	16
4:00	18	17	16	13	10	8	7	8	10	12	14	16
5:00	18	17	16	13	10	8	7	8	10	12	14	16
6:00	18	17	16	13	10	8	7	8	10	12	14	16
7:00	21	19	16	12	10	8	7	8	10	14	17	19
8:00	26	23	19	15	11	8	7	9	13	17	21	24
9:00	31	28	23	18	13	10	9	11	15	20	25	28
10:00	36	33	28	22	16	12	11	14	18	23	29	33
11:00	40	37	32	26	19	15	14	17	22	26	33	38
12:00	45	42	37	30	21	17	16	19	25	30	37	42
13:00	50	47	41	33	24	20	19	22	28	33	41	47
14:00	54	51	45	37	27	22	21	24	30	36	45	51
15:00	59	55	49	40	30	25	23	27	33	39	49	55
16:00	62	59	53	43	32	27	25	29	36	41	52	58
17:00	66	62	56	46	34	29	28	31	38	43	55	61
18:00	68	65	58	46	33	28	27	31	39	46	57	64
19:00	70	66	57	45	32	27	26	30	38	44	58	66
20:00	68	64	55	44	31	27	26	29	37	43	56	64
21:00	66	62	54	42	31	26	25	28	36	42	54	62
22:00	64	60	52	41	30	25	24	28	35	41	53	60
23:00	62	58	51	40	29	24	24	27	34	39	51	58

Anexo B

Código en EES

A continuación se presenta el código escrito en EES para realizar los cálculos descritos en la sección 5.

Código B.1: Código EES del modelo teórico del ciclo de refrigeración y otros cálculos.

```
1
2 "Diseño termodinámico refrigeración solar LiBr-H2O de simple efecto"
3
4 $UnitSystem SI C kPa kJ mass
5 $Tabstops 0,3 0,1 0,1 in
6
7 "Rutina LMTD con LN(1) check"
8 function LMTD(T1; T2; T3; T4)
9   dTa = T1 - T2
10  dTb = T3 - T4
11  if (dTa=dTb) then
12    LMTD = dTa
13  else
14    if (dTa<0) or (dTb<0) then
15      LMTD = 0
16    else
17      LMTD = (dTa - dTb)/LN(dTa/dTb)
18    endif
19  endif
20 end
21
22 "Valores de entrada"
23 "Condiciones de operacion"
24 g = 9,81 [m/s^2] "gravedad"
25 P_atm = 101,325 [kPa] "P atmosferica"
26 T_amb = 18 [C] "T ambiente (azotea)"
27 C_p = 4,2 [kJ/kg-K] "simplificacion: cp agua constante"
```

```

28 x[7] = 0 "concentracion refrigerante"
29 epsilon_r = 0,8 "efectividad regenerador"
30
31 "Flujos masicos"
32 m[1] = 0,01 [kg/s] "flujo bomba de solucion"
33 m_aguas = 0,2 [kg/s] "flujo estandarizado"
34 m[11] = m_aguas "flujo termotanque"
35 m[13] = m_aguas "flujo enfriamiento (absorbedor)"
36 m[15] = m_aguas "flujo enfriamiento (condensador)"
37 m[17] = m_aguas "flujo cooler"
38
39 "Temperaturas de entrada"
40 T[11] = 70 [C] "T termotanque"
41 T[13] = 25 [C] "T agua enfriamiento"
42 T[15] = 27 [C] "T condensador"
43 T[17] = 14 [C] "T cooler"
44
45 "_____ "
46
47 "Estados saturados"
48 P_hi = Pressure(Water; T=T[8]; x=0) "P alta por T condensado"
49 P_lo = Pressure(Water; T=T[10]; x=1) "P baja por T evaporado"
50 P_lo_libr = LiBrSSCp(T[6]; x[6]) "P baja por condiciones de LiBr"
51 T[1] = LiBrSSCT(P_lo; x[1]) "salida del absorbedor"
52 T[4] = LiBrSSCT(P_hi; x[4]) "salida del generador"
53 "Modelo de saturacion para el refrigerante"
54 T[7] = TSat_LiBrSSC(P_hi; x[3])
55
56 "_____ "
57
58 "Balance de masa"
59 Check_abs_mass = -m[1] + m[10] + m[6]
60 Check_abs_LiBr = m[1]*x[1] - m[6]*x[6]
61 m[3] = m[4] + m[7]
62 m[3]*x[3] = m[4]*x[4]
63 m[2] = m[1]
64 m[3] = m[2]
65 m[5] = m[4]
66 m[6] = m[5]
67 m[8] = m[7]
68 m[9] = m[8]
69 m[10] = m[9]
70 m_ratio = m[7]/m[1] "proporcion entre flujo de vapor y de solucion"
71 m_vap = m[7] "flujo de vapor refrigerante"
72

```

```

73 "Concentracion de solucion"
74 x[2] = x[1]
75 x[3] = x[2]
76 x[5] = x[4]
77 x[6] = x[5]
78 x[8] = x[7]
79 x[9] = x[8]
80 x[10] = x[9]
81
82 "Entalpia"
83 h[1] = LiBrSSCh(T[1]; x[1]; P_lo)
84 h[2] = LiBrSSCh(T[2]; x[2]; P_hi)
85 h[3] = LiBrSSCh(T[3]; x[3]; P_hi)
86 h[4] = LiBrSSCh(T[4]; x[4]; P_hi)
87 h[5] = LiBrSSCh(T[5]; x[5]; P_hi)
88 h[6] = LiBrSSCh(T[6]; x[6]; P_lo)
89 h[7] = Enthalpy(Water; T=T[7]; P=P_hi)
90 h[8] = Enthalpy(Water; T=T[8]; x=0)
91 h[9] = Enthalpy(Water; x=Q[9]; P=P_lo)
92 h[10] = Enthalpy(Water; T=T[10]; x=1)
93
94 "Diferencia media logaritmica"
95 LMTD_g = LMTD(T[11]; T[4]; T[12]; T[7])
96 LMTD_a = LMTD(T[6]; T[14]; T[1]; T[13])
97 LMTD_c = LMTD(T[8]; T[15]; T[8]; T[16])
98 LMTD_e = LMTD(T[17]; T[10]; T[18]; T[10])
99 LMTD_r = LMTD(T[4]; T[3]; T[5]; T[2])
100
101 "Balance de energia"
102 Check_energy = Q_g + Q_e - Q_a - Q_c + W_pump "balance global"
103 "Con entalpia"
104 Q_g = m[4]*h[4] + m[7]*h[7] - m[3]*h[3]
105 Q_a = m[10]*h[10] + m[6]*h[6] - m[1]*h[1]
106 Q_c = m[7]*h[7] - m[8]*h[8]
107 Q_e = m[10]*h[10] - m[9]*h[9]
108 Q_r = m[4]*h[4] - m[5]*h[5]
109 Q_r = m[3]*h[3] - m[2]*h[2]
110 "Con diferencia media logaritmica"
111 Q_g = U_g*A_tb*LMTD_g/1000
112 Q_a = U_a*A_tb*LMTD_a/1000
113 Q_c = U_c*A_tb*LMTD_c/1000
114 Q_e = U_e*A_tb*LMTD_e/1000
115 Q_r = UA_r*LMTD_r
116 "Con calor especifico"
117 Q_g = m[11]*C_p*(T[11] - T[12])

```

```

118 Q_a = m[13]*C_p*(T[14] - T[13])
119 Q_c = m[15]*C_p*(T[16] - T[15])
120 Q_e = m[17]*C_p*(T[17] - T[18])
121
122 "Eficiencia regenerador"
123 epsilon_r = (T[4] - T[5])/(T[4] - T[2])
124 "Valvula isoentalpica"
125 h[6] = h[5] "valvula de solucion"
126 h[9] = h[8] "valvula de refrigerante"
127 T[9] = Temperature(Water; P=P_lo; x=Q[9])
128 "Bomba de solucion isoentropica y fluido incompresible"
129 v1 = v_LiBrSSC(T[1]; x[1])
130 h[2] = h[1] + v1*(P_hi - P_lo)
131 epsilon_pump = 0,85 "eficiencia de la bomba"
132 h_pump = 0,5 [m] "altura hidraulica de la bomba"
133 W_pump = (m[2]*h[2] - m[1]*h[1] + g*h_pump*m[1])/epsilon_pump "trabajo de la bomba
    ↪ "
134
135 "COP de refrigeracion"
136 COP = Q_e/(Q_g + W_pump)
137
138 "_____ "
139
140 "Calculo de UA"
141 "Haces de tubos"
142 D_itb = 8/1000 [m] "diametro interno (cobre 1/4 tipo L)"
143 D_otb = 9,5/1000 [m] "diametro externo (cobre 1/4 tipo L)"
144 L_tb = 0,5 [m] "largo de tubo"
145 N_tb = 4 "numero de tubos"
146 k_tb = 386 [W/m^2-C] "conductividad termica (cobre)"
147
148 "Presion y temperatura"
149 P_high = 5,4 [kPa] "P alta (estimacion)"
150 T_cond = 34 [C] "T condensado (estimacion)"
151 T_v = T_sat(Water; P=P_high) "T saturacion condensacion"
152 "Propiedades de fluidos de trabajo (usando estimaciones de T para no agregar incognitas al
    ↪ sist de ecs)"
153 "Densidad"
154 rho_ic = Density(Water; T=T[15]; P=P_atm)
155 rho_oc_l = Density(Water; T=T_cond; P=P_high)
156 rho_oc_v = Density(H2O; T=T_v; P=P_high)
157 "Viscosidad dinamica"
158 mu_oc_l = Viscosity(Water; T=T_cond; P=P_high)
159 "Viscosidad cinematica"
160 nu_ic = KinematicViscosity(Water; T=T[15]; P=P_atm)

```

```

161 "Conductividad termica"
162 k_ic = Conductivity(Water; T=T[15]; P=P_atm)
163 k_oc_l = Conductivity(Water; T=T_cond; P=P_high)
164 "Calor especifico"
165 cp_ic = Cp(Water; T=T[15]; P=P_atm)
166 "Entalpia de evaporacion"
167 h_c = Enthalpy_vaporization(Water; T=T_v)
168
169 "Area"
170 A_itb = pi*D_itb^2/4 "area interna haces de tubos"
171 A_tb = pi*D_otb*L_tb*N_tb "area total de transferencia de calor externa"
172 "Velocidad de flujo"
173 v_ic = N_tb*m[15]/(rho_ic*A_itb)
174 "Reynolds"
175 Re_ic = v_ic*D_itb/nu_ic "condicion 10.000 a 5.000.000"
176 "Prandtl"
177 Pr_ic = 1000*rho_ic*nu_ic*cp_ic/k_ic "condicion 0,5 a 2.000"
178 "Factor de ensuciamiento"
179 F_ic = 0,0001 "factor interno"
180 F_oc = 0,0001 "factor externo"
181 "Nusselt"
182 Nus_ic = (f_c/8)*Re_ic*Pr_ic/(K_1 + K_2*(f_c/8)^(1/2)*(Pr_ic^(2/3) - 1)) "
    ↪ correlacion Petukhov-Popov"
183 K_1 = 1 + 3,4*f_c "constante 1"
184 K_2 = 11,7 + 1,8*Pr_ic^(-1/3) "constante 2"
185 "Factor de friccion"
186 f_c = (1,82*LOG10(Re_ic) - 1,64)^(-2) "factor de friccion"
187 "Coeficiente convectivo"
188 h_ic = Nus_ic*k_ic/D_itb "correlacion de Nusselt"
189 h_oc = 0,725*(g*rho_oc_l*(rho_oc_l - rho_oc_v)*h_c*k_oc_l^3/(mu_oc_l*(T_v - T
    ↪ [15])*D_otb))^(0,25) "correlacion de Nusselt"
190 "Coeficiente global de transferencia de calor externa"
191 U_g = U_c
192 U_a = U_c
193 U_c = 1/((D_otb/D_itb)/h_ic + (D_otb/D_itb)*F_ic + D_otb*LN(D_otb/D_itb)/(2*
    ↪ k_tb) + F_oc + 1/h_oc)
194 U_e = U_c
195
196 "Temperatura de cristalización"
197 T_cryst_abs = LiBrSSCTCryst(x[1])
198 T_cryst_gen = LiBrSSCTCryst(x[4])
199 T_cryst_sol = LiBrSSCTCryst(0,54)
200
201 "_____ "
202

```

```

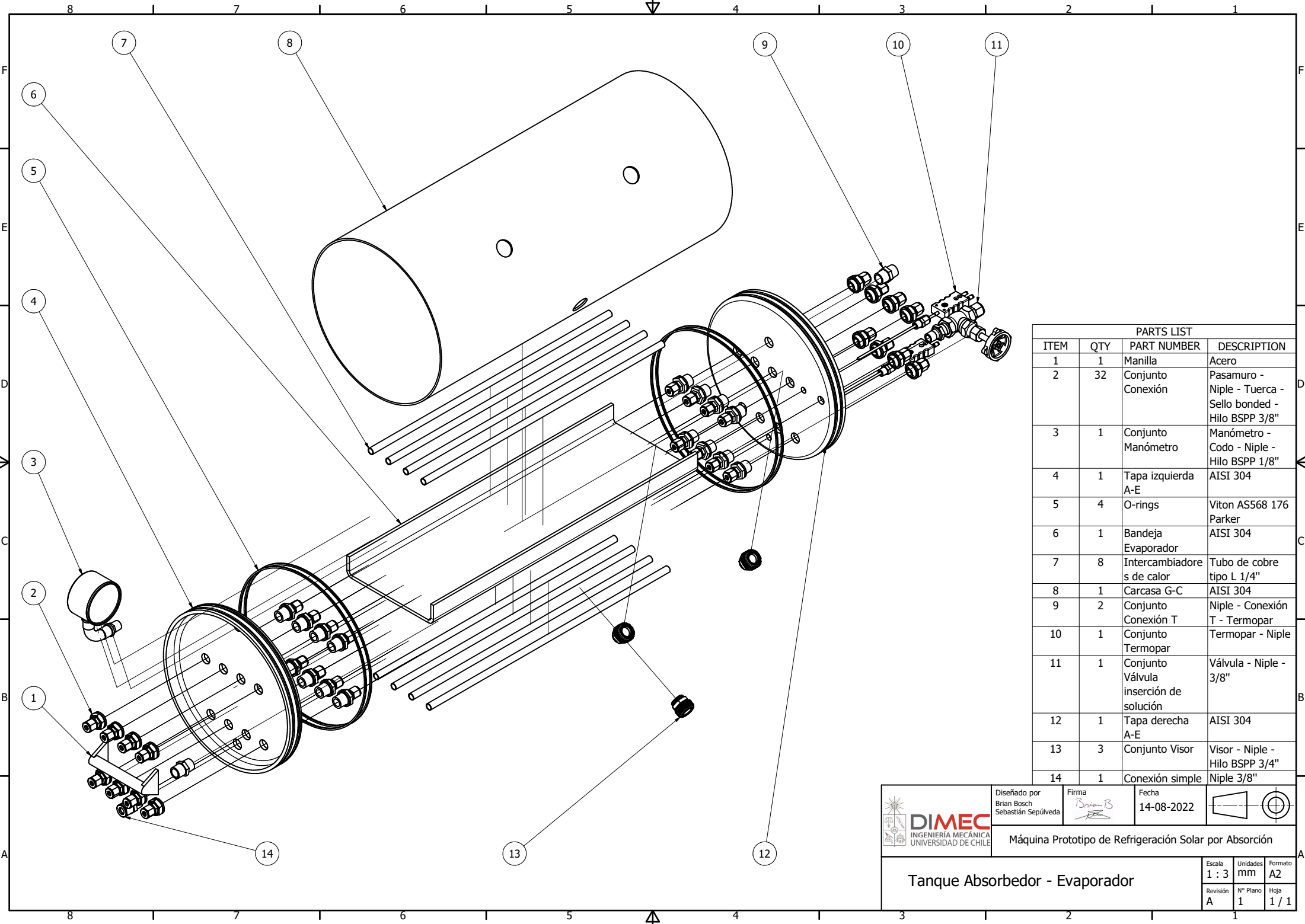
203 "Altura hidraulica de solucion"
204 D_ae = 239,83/1000 [m]
205 D_gc = 239,83/1000 [m]
206 L_ae = 500/1000 [m]
207 L_gc = 500/1000 [m]
208 V_ae = 5/1000 [m^3]
209 V_gc = 5/1000 [m^3]
210 V_ae = ((theta_ae - sin(theta_ae))*(D_ae/2)^2/2 - N_tb*pi*(D_otb/2)^2)*L_ae
211 V_gc = ((theta_gc - sin(theta_gc))*(D_gc/2)^2/2 - N_tb*pi*(D_otb/2)^2)*L_gc
212 h_sol_ae = D_ae/2*(1 - cos(theta_ae/2))
213 h_sol_gc = D_ae/2*(1 - cos(theta_gc/2))
214
215 "_____ "
216
217 "Presion hidrostatica absorbedor"
218 P_hidro_ae = 0,3 [kPa] "presion hidrostatica en el fondo del tanque"
219 P_extra_ae = P_lo + P_hidro_ae "considerando hidrostatica"
220 x_hidro_ae = 0,51 "concentracion nominal"
221 T_extra_ae = LiBrSSCT(P_extra_ae; x_hidro_ae) "temperatura real de saturacion"
222 "Presion hidrostatica generador"
223 P_hidro_gc = 0,6 [kPa] "presion hidrostatica en el fondo del tanque"
224 P_extra_gc = P_hi + P_hidro_gc "considerando hidrostatica"
225 x_hidro_gc = 0,52 "concentracion nominal"
226 T_extra_gc = LiBrSSCT(P_extra_gc; x_hidro_gc) "temperatura real de saturacion"

```

Anexo C

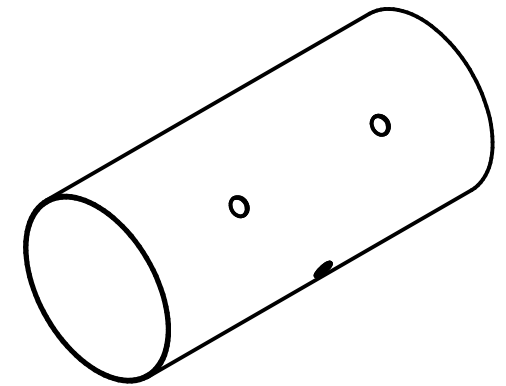
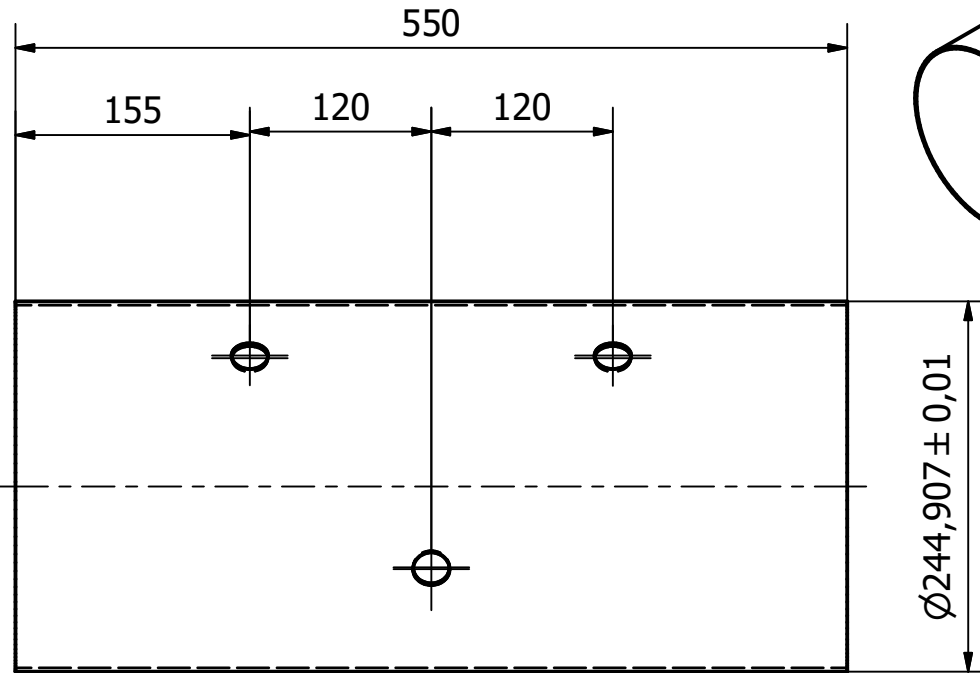
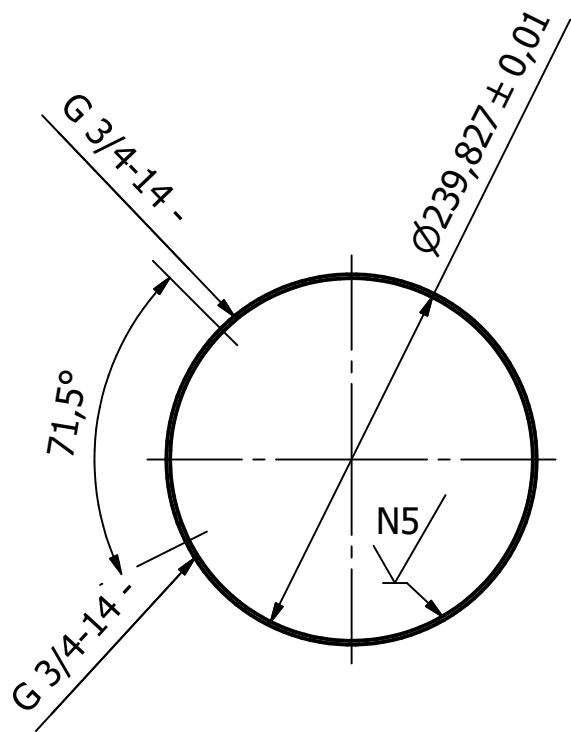
Planos mecánicos

A continuación se presentan los planos mecánicos necesarios para la manufactura de los componentes de los tanques A-E y G-C de la máquina prototipo.



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Manilla	Acero
2	32	Conjunto Conexión	Pasamuro - Niple - Tuerca - Sello bonded - Hilo BSPP 3/8"
3	1	Conjunto Manómetro	Manómetro - Codo - Niple - Hilo BSPP 1/8"
4	1	Tapa izquierda A-E	AISI 304
5	4	O-rings	Viton AS568 176 Parker
6	1	Bandeja Evaporador	AISI 304
7	8	Intercambiadores de calor	Tubo de cobre tipo L 1/4"
8	1	Carcasa G-C	AISI 304
9	2	Conjunto Conexión T	Niple - Conexión T - Termopar
10	1	Conjunto Termopar	Termopar - Niple
11	1	Conjunto Válvula inserción de solución	Válvula - Niple - 3/8"
12	1	Tapa derecha A-E	AISI 304
13	3	Conjunto Visor	Visor - Niple - Hilo BSPP 3/4"
14	1	Conexión simple	Niple 3/8"

	Diseñado por Brian Bosch Sebastián Sepúlveda	Firma <i>Sebastián B</i>	Fecha 14-08-2022	
	Máquina Prototipo de Refrigeración Solar por Absorción			
Tanque Absorbedor - Evaporador				Escala 1 : 3 Unidades mm Formato A2
Revisión A	Nº Plano 1	Hoja 1 / 1		



Notas:
 - Ambos agujeros superiores tienen mismo hilo BSPP y ángulo 45°
 - Terminación superficial interna $0,4$ (N5) por bruñido

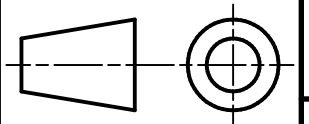


DIMEC
 INGENIERÍA MECÁNICA
 UNIVERSIDAD DE CHILE

Diseñado por
 Brian Bosch
 Sebastián Sepúlveda

Firma
Brian B

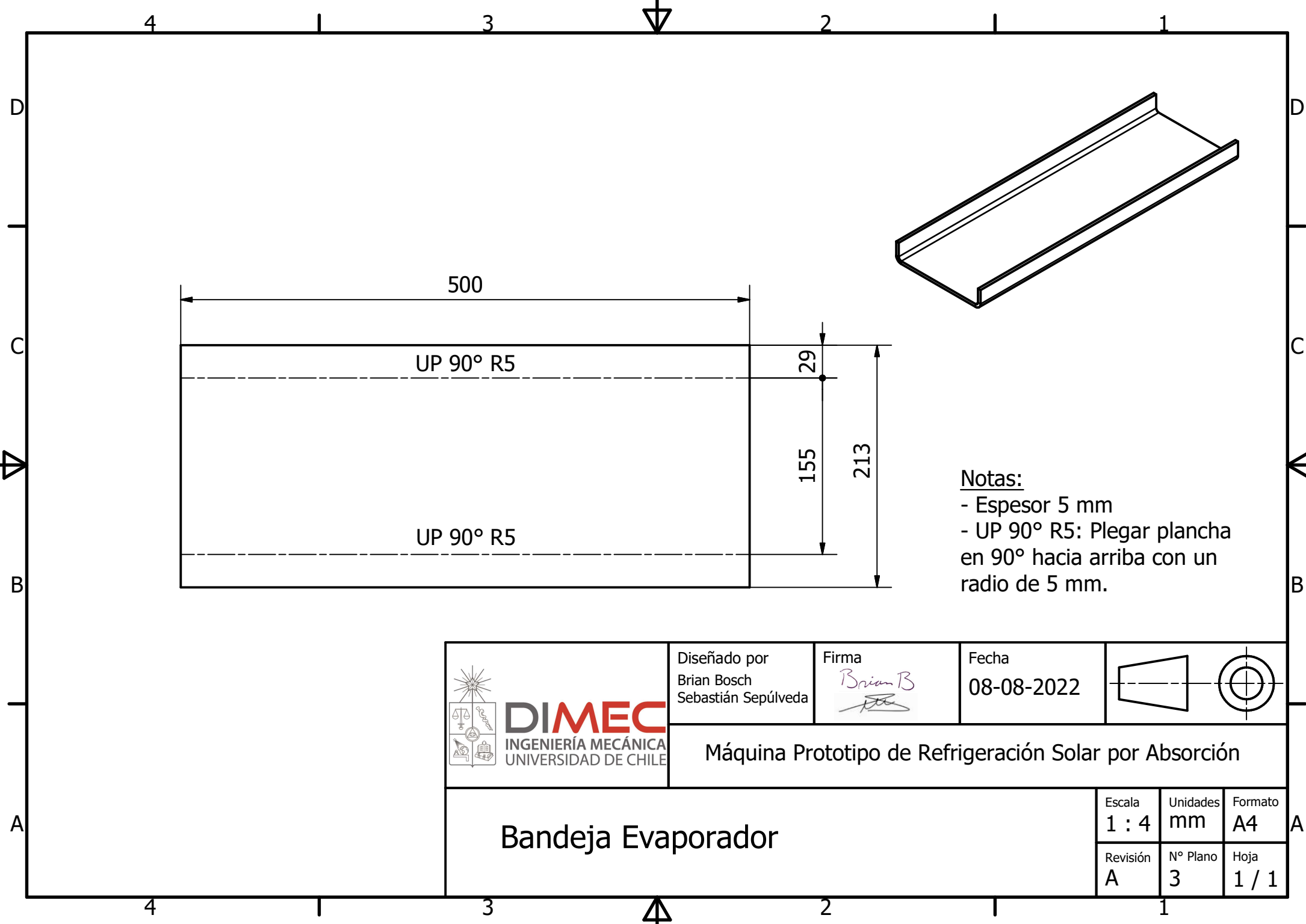
Fecha
 08-08-2022




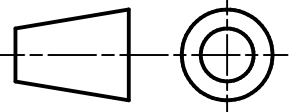
Máquina Prototipo de Refrigeración Solar por Absorción

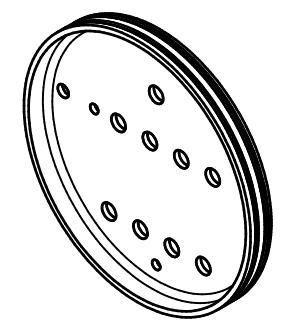
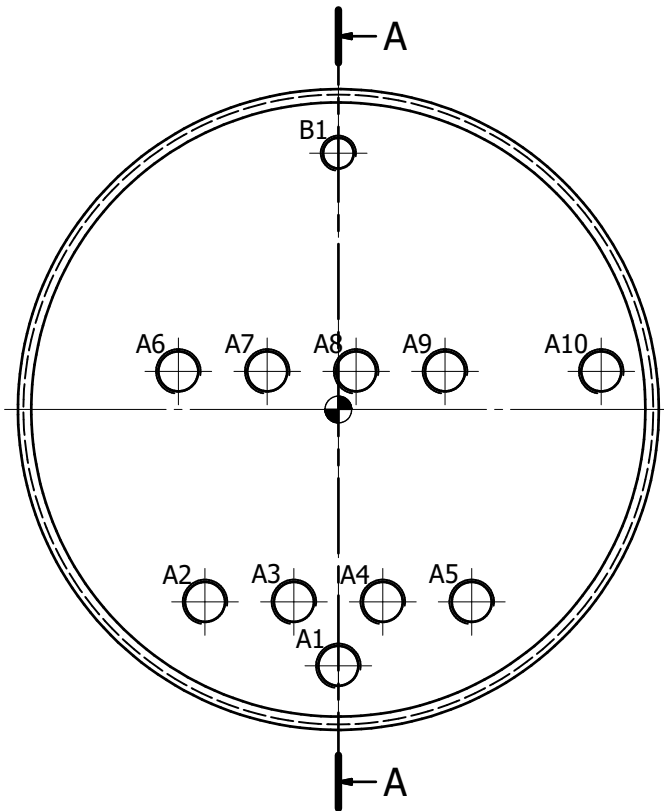
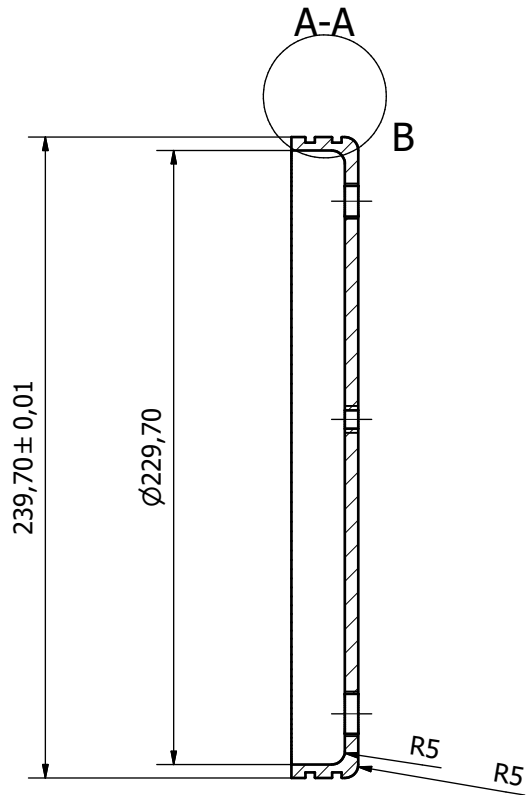
Carcasa Absorbedor - Evaporador

Escala 1 : 5	Unidades mm	Formato A4
Revisión A	Nº Plano 2	Hoja 1 / 1

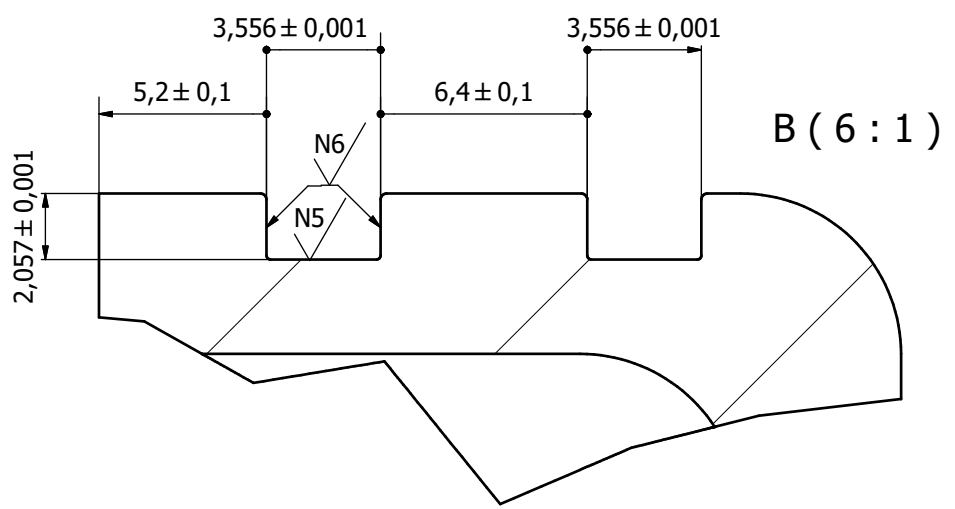


- Notas:**
- Espesor 5 mm
 - UP 90° R5: Plegar plancha en 90° hacia arriba con un radio de 5 mm.

	Diseñado por Brian Bosch Sebastián Sepúlveda	Firma <i>Brian B</i>	Fecha 08-08-2022		
	Máquina Prototipo de Refrigeración Solar por Absorción				
Bandeja Evaporador			Escala 1 : 4	Unidades mm	Formato A4
			Revisión A	N° Plano 3	Hoja 1 / 1

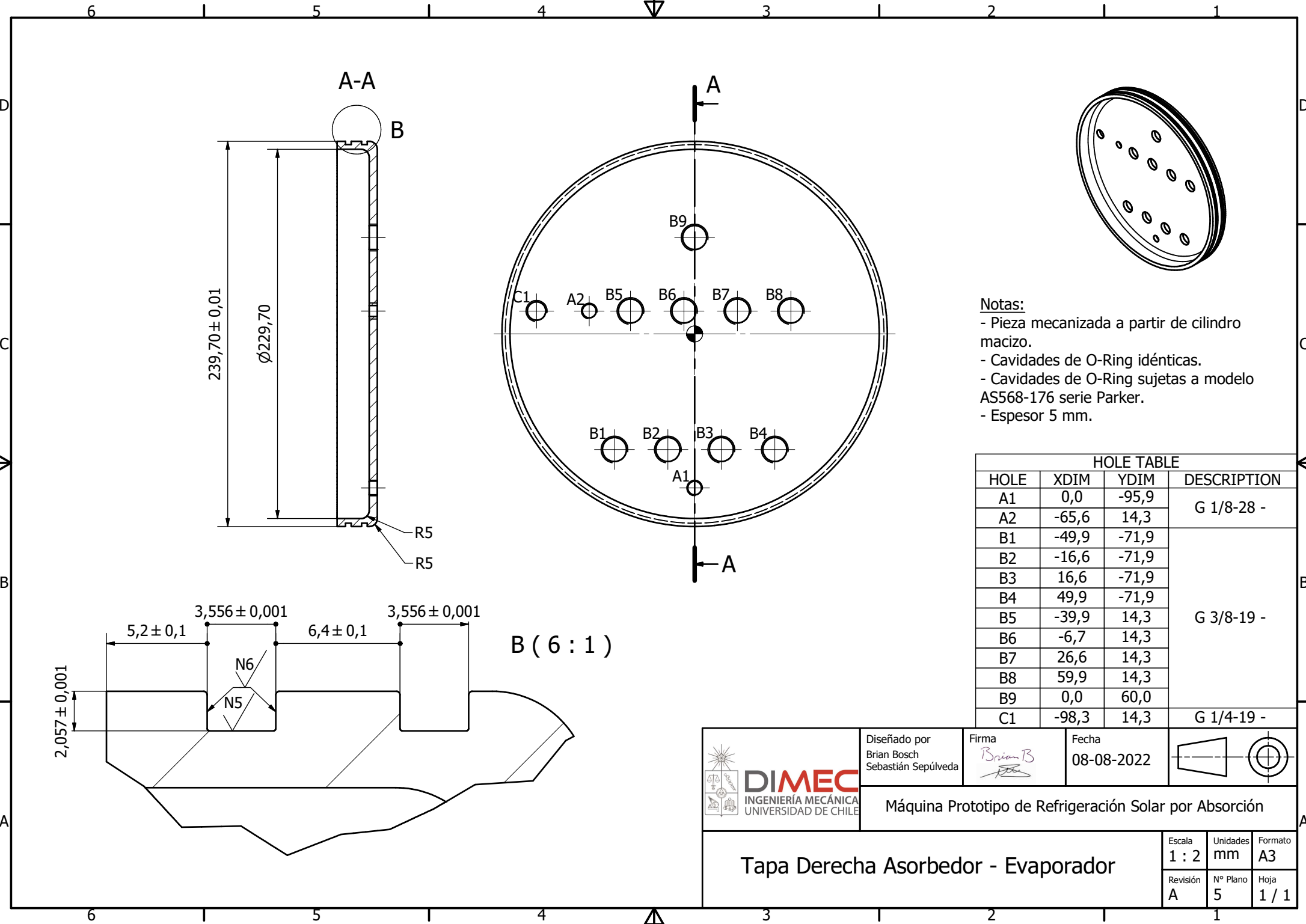


- Notas:**
- Pieza mecanizada a partir de cilindro macizo.
 - Cavidades de O-Ring idénticas.
 - Cavidades de O-Ring sujetas a modelo AS568-176 serie Parker.
 - Espesor 5 mm.



HOLE TABLE			
HOLE	XDIM	YDIM	DESCRIPTION
A1	0,0	-95,9	G 3/8-19 -
A2	-49,9	-71,9	
A3	-16,6	-71,9	
A4	16,6	-71,9	
A5	49,9	-71,9	
A6	-59,9	14,3	
A7	-26,6	14,3	
A8	6,7	14,3	
A9	39,9	14,3	
A10	98,3	14,3	
B1	0,0	95,9	G 1/4-19 -

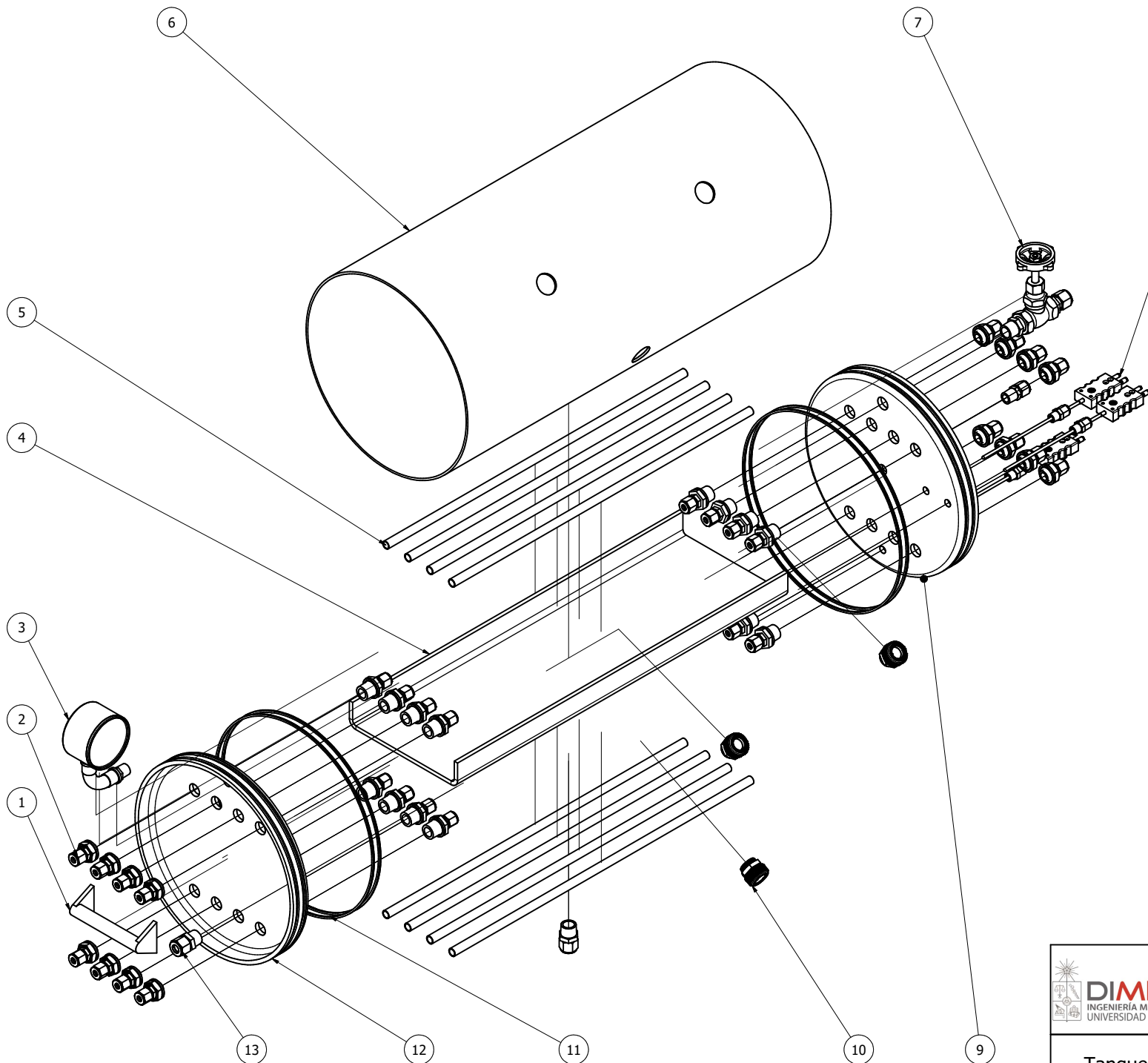
	Diseñado por Brian Bosch Sebastián Sepúlveda	Firma <i>Brian B</i>	Fecha 08-08-2022	
	Máquina Prototipo de Refrigeración Solar por Absorción			
Tapa Izquierda Absorbedor - Evaporador				Escala 1 : 2 Unidades mm Formato A3
Revisión A		Nº Plano 4	Hoja 1 / 1	



- Notas:**
- Pieza mecanizada a partir de cilindro macizo.
 - Cavidades de O-Ring idénticas.
 - Cavidades de O-Ring sujetas a modelo AS568-176 serie Parker.
 - Espesor 5 mm.

HOLE TABLE			
HOLE	XDIM	YDIM	DESCRIPTION
A1	0,0	-95,9	G 1/8-28 -
A2	-65,6	14,3	
B1	-49,9	-71,9	G 3/8-19 -
B2	-16,6	-71,9	
B3	16,6	-71,9	
B4	49,9	-71,9	
B5	-39,9	14,3	
B6	-6,7	14,3	
B7	26,6	14,3	
B8	59,9	14,3	
B9	0,0	60,0	G 1/4-19 -
C1	-98,3	14,3	

<p>DIMEC INGENIERÍA MECÁNICA UNIVERSIDAD DE CHILE</p>	Diseñado por Brian Bosch Sebastián Sepúlveda	Firma 	Fecha 08-08-2022		
	Máquina Prototipo de Refrigeración Solar por Absorción				
Tapa Derecha Asorbedor - Evaporador			Escala 1 : 2	Unidades mm	Formato A3
			Revisión A	N° Plano 5	Hoja 1 / 1



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Manilla	Acero
2	32	Conjunto Conexión	Pasamuro - Niple - Tuerca - Sello bonded - Hilo BSPP 3/8"
3	1	Conjunto Manómetro	Manómetro - Codo - Niple - Hilo BSPP 1/8"
4	1	Bandeja Condensador	AISI 304
5	8	Intercambiadores de calor	Tubo de cobre tipo L 1/4"
6	1	Carcasa G-C	AISI 304
7	1	Conjunto Válvula de bomba de vacío	Niple - Válvula - Hilo BSPP 3/8"
8	3	Conjunto Termopar	Niple - Termocupla - Hilo BSPP 1/8"
9	1	Tapa derecha G-C	AISI 304
10	3	Conjunto Visor	Niple - Visor - Hilo BSPP 3/4"
11	4	O-rings	Viton AS568 176 Parker
12	1	Tapa izquierda G-C	AISI 304
13	2	Conexión simple	Niple 3/8"



Diseñado por
Brian Bosch
Sebastián Sepúlveda

Firma
Brian B

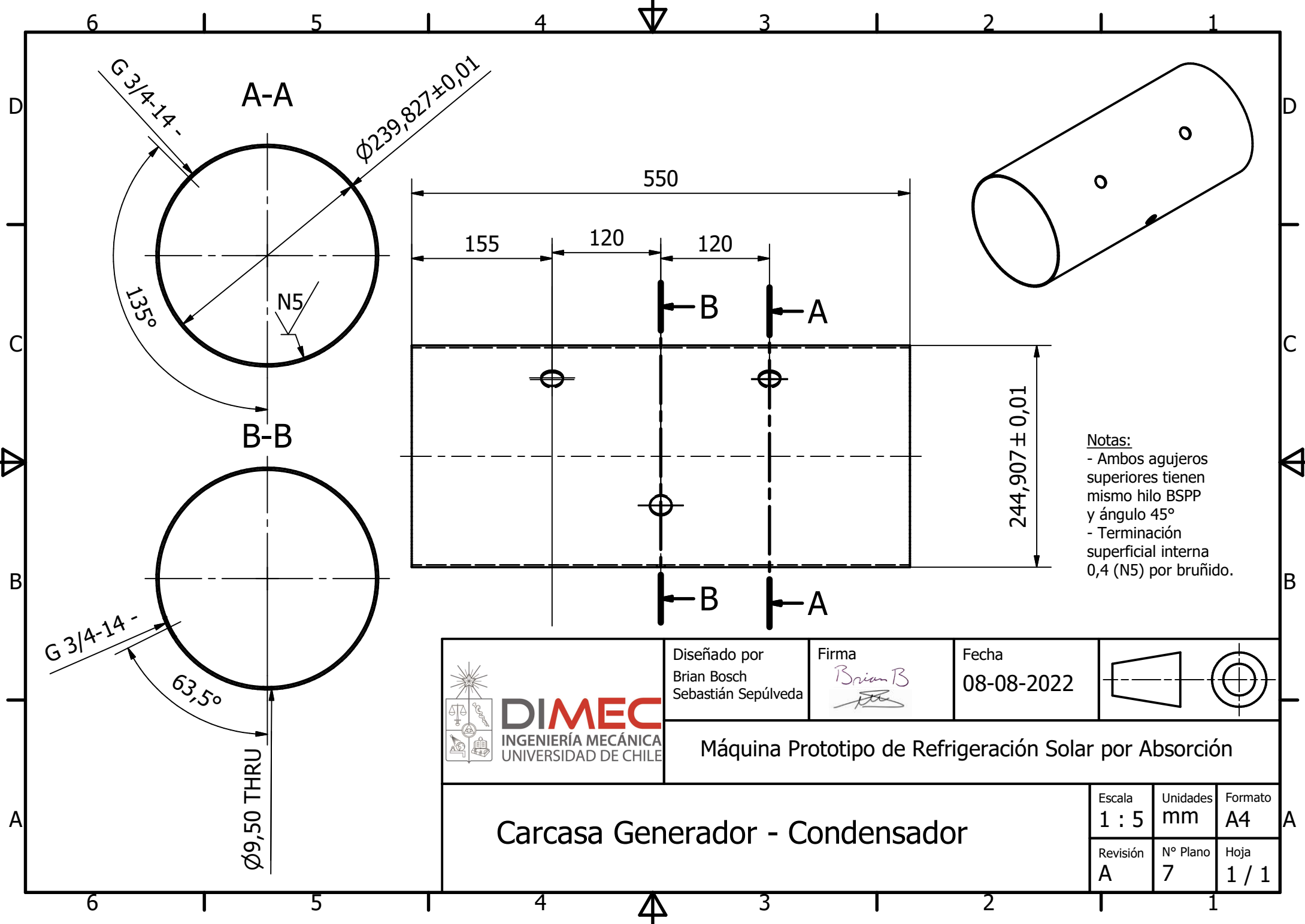
Fecha
14-08-2022



Máquina Prototipo de Refrigeración Solar por Absorción

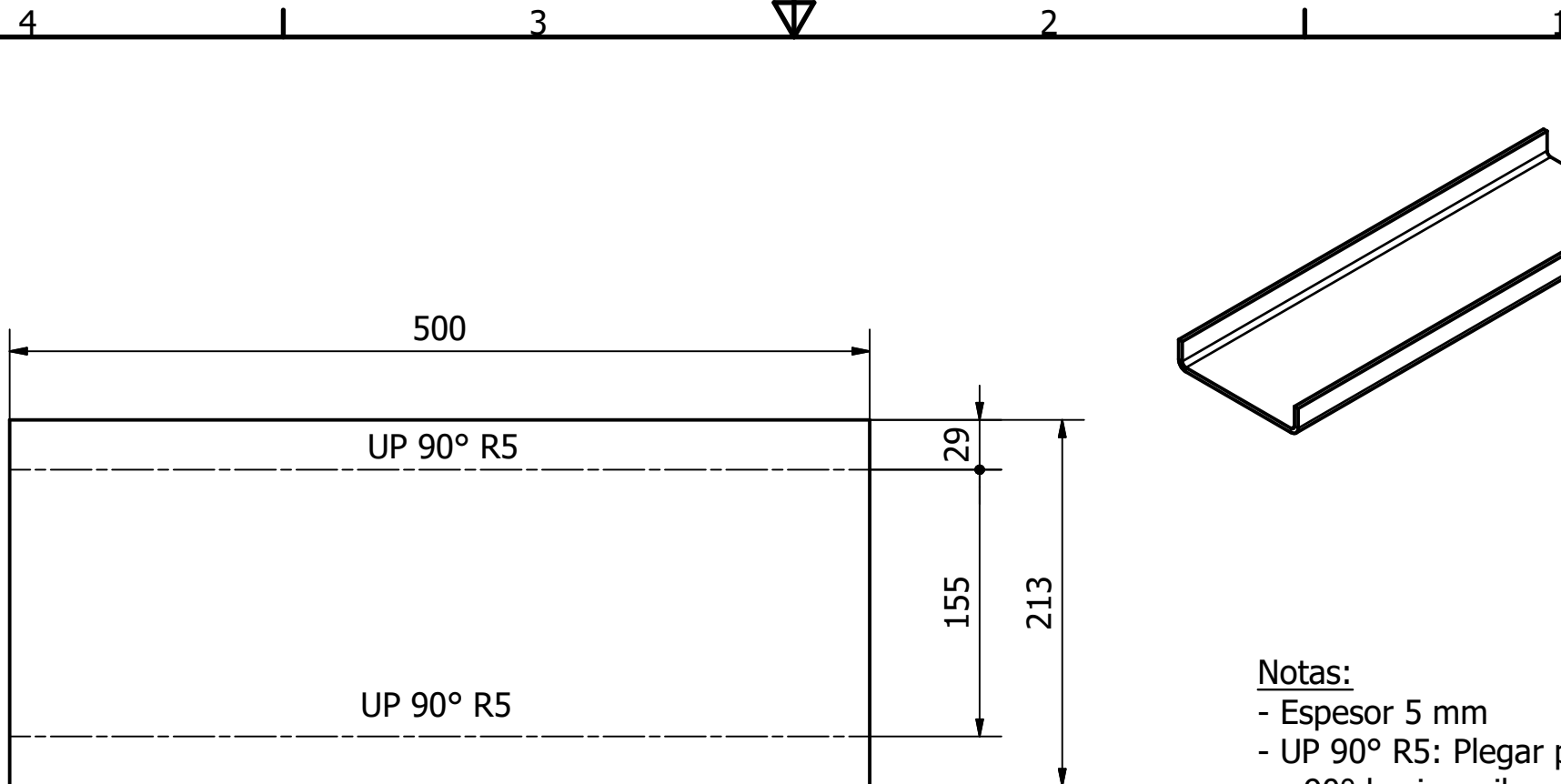
Tanque Generador - Condensador

Escala 1:3	Unidades mm	Formato A2
Revisión A	Nº Plano 6	Hoja 1 / 1




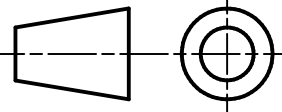
Notas:
 - Ambos agujeros superiores tienen mismo hilo BSPP y ángulo 45°
 - Terminación superficial interna 0,4 (N5) por bruñido.

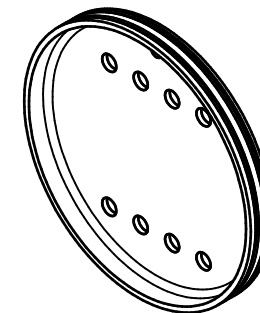
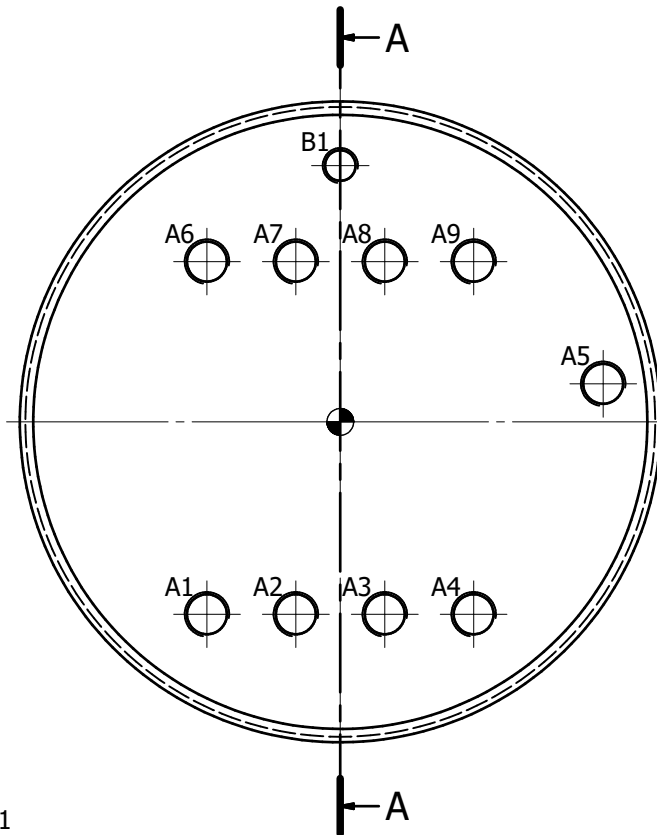
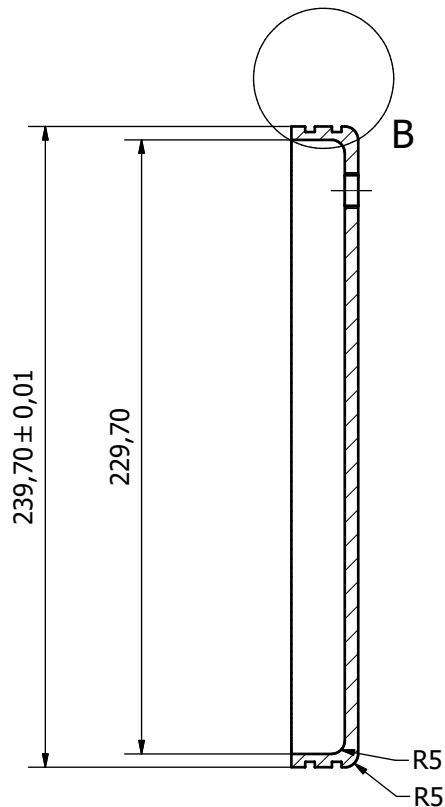
	Diseñado por Brian Bosch Sebastián Sepúlveda	Firma <i>Brian B</i>	Fecha 08-08-2022		
	Máquina Prototipo de Refrigeración Solar por Absorción				
Carcasa Generador - Condensador			Escala 1 : 5	Unidades mm	Formato A4
			Revisión A	N° Plano 7	Hoja 1 / 1



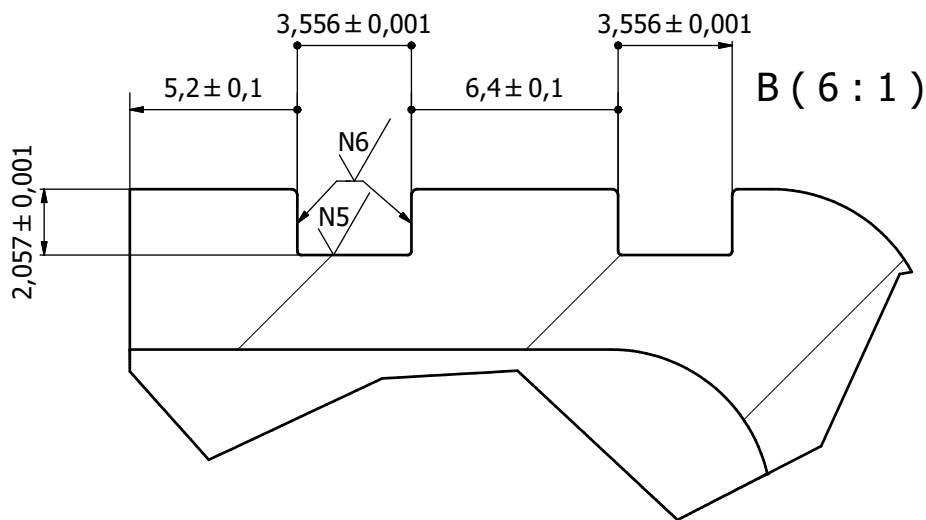
Notas:

- Espesor 5 mm
- UP 90° R5: Plegar plancha en 90° hacia arriba con un radio de 5 mm.

	Diseñado por Brian Bosch Sebastián Sepúlveda	Firma <i>Brian B</i>	Fecha 08-08-2022		
	Máquina Prototipo de Refrigeración Solar por Absorción				
Bandeja Condensador			Escala 1 : 4	Unidades mm	Formato A4
			Revisión A	N° Plano 8	Hoja 1 / 1

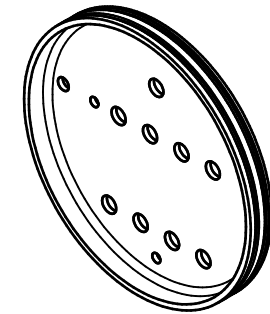
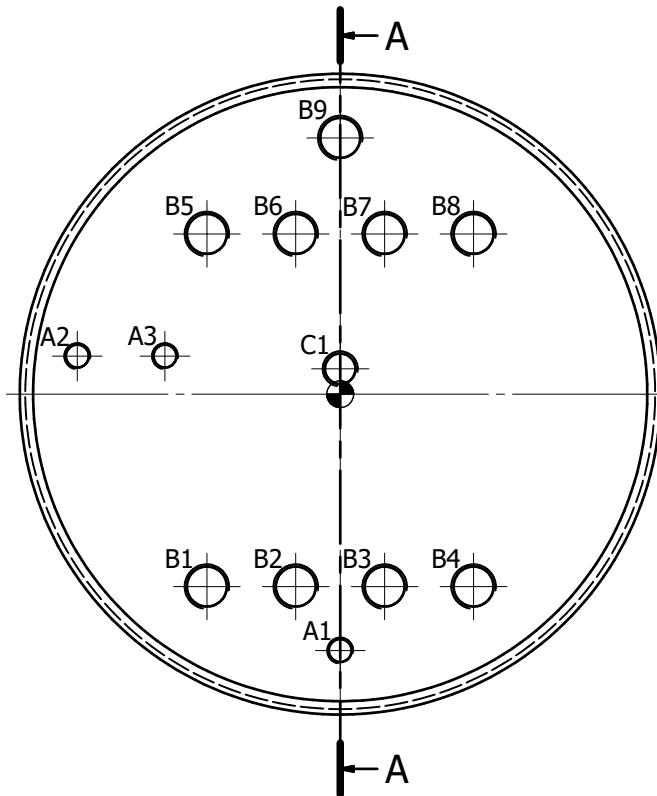
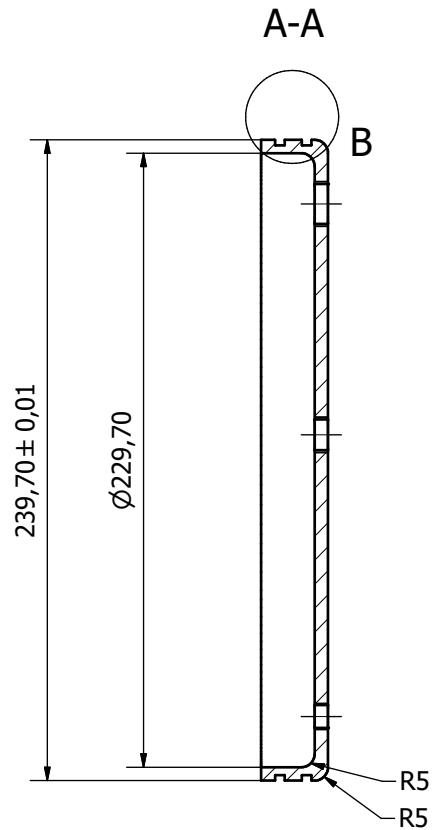


- Notas:**
- Pieza mecanizada a partir de cilindro macizo.
 - Cavidades de O-Ring idénticas.
 - Cavidades de O-Ring sujetas a modelo AS568-176 serie Parker.
 - Espesor 5 mm.

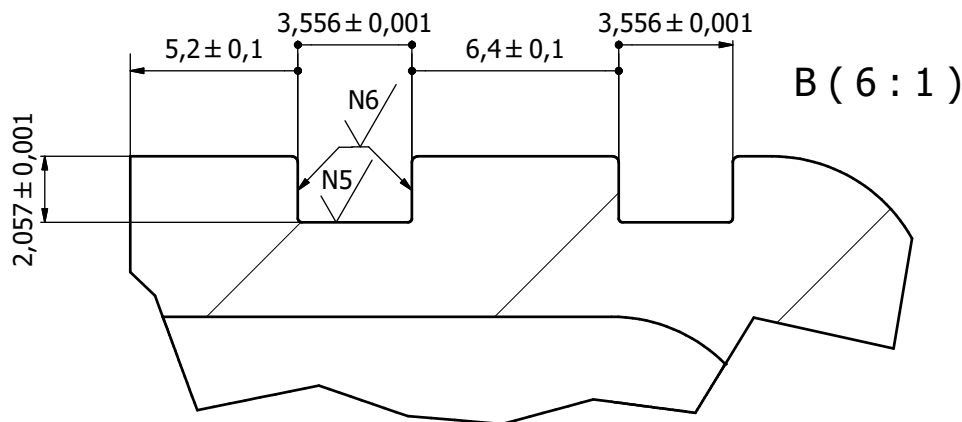


HOLE TABLE			
HOLE	XDIM	YDIM	DESCRIPTION
A1	-49,9	-71,9	G 3/8-19 -
A2	-16,6	-71,9	
A3	16,6	-71,9	
A4	49,9	-71,9	
A5	98,3	14,3	
A6	-49,9	60,0	
A7	-16,6	60,0	
A8	16,6	60,0	
A9	49,9	60,0	
B1	0,0	95,9	G 1/4-19 -

<p>DIMEC INGENIERÍA MECÁNICA UNIVERSIDAD DE CHILE</p>	Diseñado por Brian Bosch Sebastián Sepúlveda	Firma 	Fecha 08-08-2022		
	Máquina Prototipo de Refrigeración Solar por Absorción				
Tapa Izquierda Generador - Condensador			Escala 1 : 2	Unidades mm	Formato A3
			Revisión A	N° Plano 9	Hoja 1 / 1

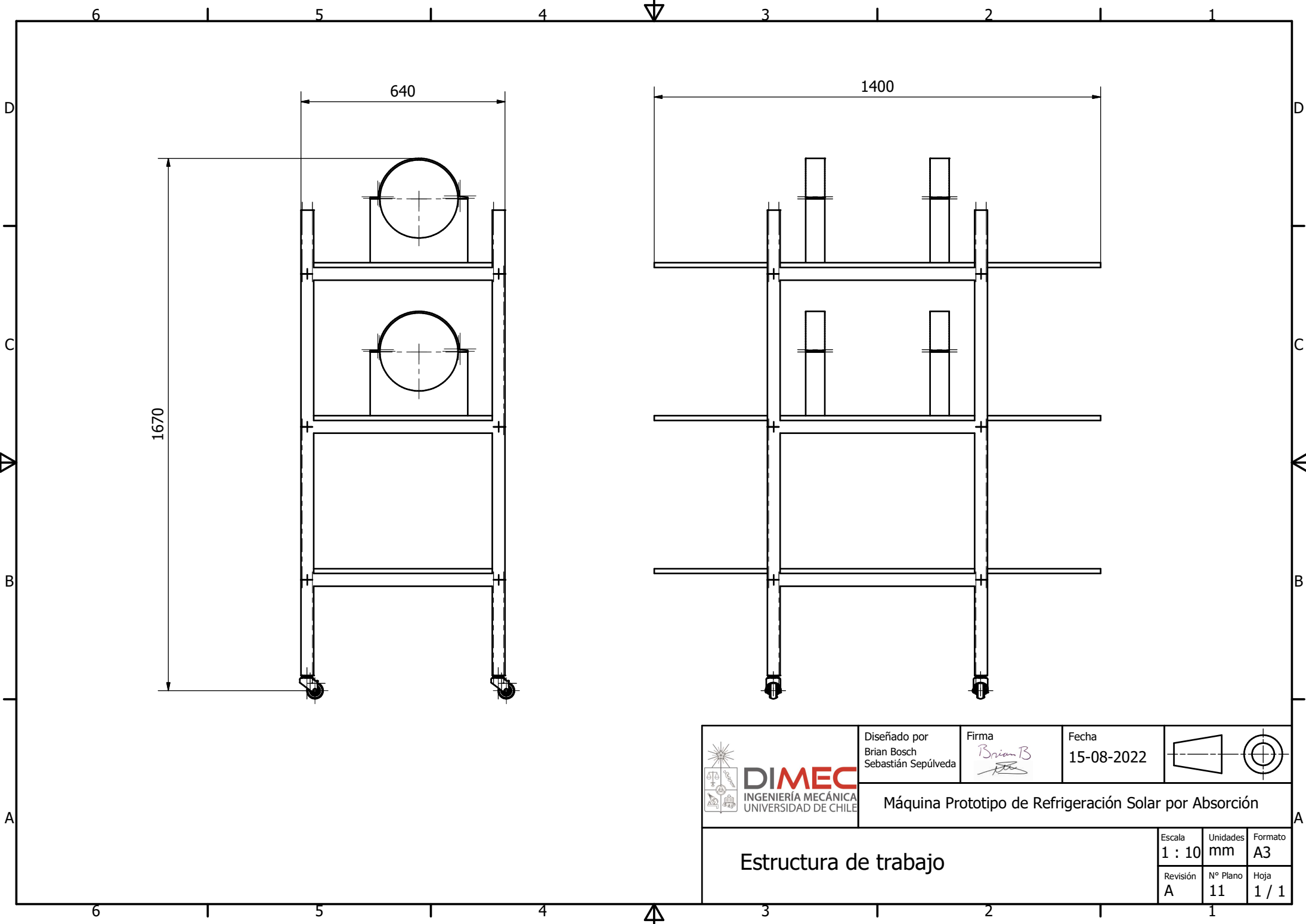



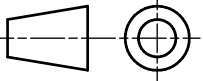
- Notas:**
- Pieza mecanizada a partir de cilindro macizo.
 - Cavidades de O-Ring idénticas.
 - Cavidades de O-Ring sujetas a modelo AS568-176 serie Parker.
 - Espesor 5 mm.



HOLE TABLE			
HOLE	XDIM	YDIM	DESCRIPTION
A1	0,0	-95,9	G 1/8-28 -
A2	-98,3	14,3	
A3	-65,6	14,3	
B1	-49,9	-71,9	G 3/8-19 -
B2	-16,6	-71,9	
B3	16,6	-71,9	
B4	49,9	-71,9	
B5	-49,9	60,0	
B6	-16,6	60,0	
B7	16,6	60,0	
B8	49,9	60,0	
B9	0,0	95,9	G 1/4-19 -
C1	0,0	9,5	

	Diseñado por Brian Bosch Sebastián Sepúlveda	Firma <i>Brian B</i>	Fecha 08-08-2022			
	Máquina Prototipo de Refrigeración Solar por Absorción					
Tapa Derecha Generador - Condensador				Escala 1 : 2	Unidades mm	Formato A3
				Revisión A	N° Plano 10	Hoja 1 / 1



	Diseñado por Brian Bosch Sebastián Sepúlveda	Firma <i>Brian B</i> <i>SS</i>	Fecha 15-08-2022		
	Máquina Prototipo de Refrigeración Solar por Absorción				
Estructura de trabajo			Escala 1 : 10	Unidades mm	Formato A3
			Revisión A	Nº Plano 11	Hoja 1 / 1