

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“ANÁLISIS PARAMÉTRICO DE UN SISTEMA DE
AIRE ACONDICIONADO POR ABSORCIÓN DE
VAPOR QUE UTILICE COMO FUENTE PRIMARIA
ENERGÍA SOLAR TÉRMICA”**

PRESENTADO POR:

NÉSTOR MANUEL TEJADA ROMERO

JOLMAN RIVAS RIVAS

MANUEL ROBERTO FLORES ARIAS

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, JULIO 2022

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

M.Sc. ROGER ARMANDO ARIAS ALVARADO

SECRETARIA GENERAL :

ING. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO

:

PhD. EDGAR ARMANDO PEÑA FIGUEROA

SECRETARIO :

ING. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR :

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

**“ANÁLISIS PARAMÉTRICO DE UN SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO POR ABSORCIÓN DE VAPOR
QUE UTILICE COMO FUENTE PRIMARIA ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA”**

Presentado por :

NÉSTOR MANUEL TEJADA ROMERO

JOLMAN RIVAS RIVAS

MANUEL ROBERTO FLORES ARIAS

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

Msc. e Ing. Gustavo Salomón Torres Ríos Lazo.

San Salvador, julio 2022

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

M.Sc. e ING.GUSTAVO SALOMÓN TORRES RÍOS LAZO

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, quiero agradecer a Dios quien me ha dado las energías, la salud y la oportunidad de finalizar esta meta y de guiarme a tomar buenas decisiones y en quien siempre confiare.

Quiero agradecer a mi familia a mi abuela Emérita Aguilar, quien fue un gran apoyo durante toda la carrera motivándome a quien quiero mucho y siempre le estaré agradecido, a mi mamá Maritza Romero quien siempre me dio los mejores consejos y me motivo a no rendirme, a mi papá Manuel Herrera quien siempre ha sido una figura paterna para mí y que me ha ayudado de gran manera, a mi abuelo Manuel Romero de quien siempre he tenido un gran cariño al igual que mi hermano William, a mi papá Elmer Tejada por el apoyo y los consejos brindados a quienes les agradezco enormemente al estar conmigo durante todos años de la carrera, al igual que agradezco a mi novia Abigail Jacobo quien me dio muchos ánimos y que siempre confió en mí.

Agradezco a todas las demás personas que de manera directa o indirecta ayudaron a que finalizara mi proceso de pregrado, agradezco a mis compañeros con quienes nos apoyamos durante este periodo, a mis docentes quienes me dieron las herramientas para ser un buen profesional, agradezco a mi docente asesor de tesis Salomón Torres de quien siempre recibí las mejores recomendaciones tanto como docente asesor como catedrático y quien siempre confió en mí.

Néstor Manuel Tejada Romero

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, deseo darle las gracias a Dios por permitirme llegar hasta este punto de mi vida y seguir guiándome en cada paso de mi vida aun cuando más difícil se ha vuelto todo, el estudiar una carrera universitaria me ha conllevado un gran esfuerzo físico mental y económico tanto para mí como para mis papas, pero Dios no me a desamparado nunca.

Asimismo, le doy de todo corazón las gracias a mis papas por llevar esta lucha conmigo cuesta arriba, a mi abuelita y a mi hermana también que nunca dejado de creer en mí y también le doy las gracias a mi novia Rosa Saraí Ramírez por apoyarme y darme ánimos cuando más lo necesitaba y alentarme a seguir en todos esos momentos que quería soltar la toalla y rendirme, también gracias a mis profesores que han sido para de este proceso de formación académica y gracias a nuestro asesor de trabajo de grado por todos sus recomendaciones y consejos tanto en el trabajo de grado como también en las aulas con las materias donde él fue mi catedrático, este es un esfuerzo grupal gracias a totales a todos.

Jolman Rivas Rivas

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer primeramente a Dios por permitirme llegar a este momento muy importante de mi vida. Por haberme guiado en este proceso, por darme sabiduría, por darme fuerzas en los momentos difíciles y por proporcionar los recursos necesarios para recorrer este camino. Sin su respaldo y provisión no hubiera sido posible culminar esta meta.

A mi madre Irma Leticia Arias de Flores por haber estado siempre apoyándome, por su cariño y por el sacrificio tan grande que ha hecho para verme triunfar.

A mi padre Samuel Antonio Flores Sánchez por ser un ejemplo para mí, por su constante esfuerzo para que yo pueda tener lo necesario en mi educación, por sus consejos y por creer en mis capacidades.

A mi hermano Jhonatan Alexander Flores y su esposa Julissa Elizena Herrera por ser un apoyo moral, por su ayuda material y el cariño que me brindan. A toda mi familia por siempre brindarme palabras de aliento, consejos, por llevarme en sus oraciones y por querer el bien para mi vida.

A mis compañeros de la universidad con los cuales hemos luchado en conjunto estos años para alcanzar el mismo objetivo. Felicitaciones a los que ya culminaron su carrera, a los que están en proceso de graduación y muchos éxitos a los que aún están luchando para llegar a la meta.

A todas las personas pusieron su grano de arena brindándome su ayuda en el momento que lo necesité. A los docentes de la universidad que nos han preparado para ser profesionales de bien, que nos han dado las herramientas para poder desempeñarnos en nuestra vida laboral, al Ing. Gustavo Salomón Torres Ríos Lazo por habernos acompañado en este trabajo de graduación, por brindarnos de sus conocimientos, por sus correcciones y por sus palabras de ánimos.

Manuel Roberto Flores Arias.

CONTENIDO

RESUMEN.....	I
OBJETIVOS.....	II
CAPÍTULO 1: GENERALIDADES.....	1
1.1 CLIMA DE EL SALVADOR.....	1
1.2 HISTORIA DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	4
1.3 HISTORIA DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA.	7
1.4 PRINCIPIOS BÁSICOS DE TERMODINÁMICA.....	8
1.5 FUNDAMENTOS DE MÁQUINAS TÉRMICAS DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.....	13
1.6 COMPONENTES BÁSICOS DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.....	15
1.6.1 EL COMPRESOR.....	15
1.6.2 EVAPORADOR.....	17
1.6.3 CONDENSADOR	17
1.6.4 SISTEMAS DE EXPANSIÓN	17
1.7 ENERGÍA SOLAR TÉRMICA.	21
1.7.1 RADIACIÓN SOLAR.	21
1.7.2 INSTRUMENTOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LA ENERGÍA SOLAR DISPONIBLE.....	24
1.8 COLECTORES SOLARES.....	30
1.8.1 COLECTOR SOLAR PLANO	30
1.8.2 COLECTORES SOLAR PLANO SIN CUBIERTA.....	34
1.8.3 COLECTOR SOLAR PARABÓLICO	35
1.8.4 COLECTOR DE FOCO DE PUNTO.....	36
1.8.5 COLECTOR SOLAR DE TUBOS DE VACÍO	36
1.8.6 COLECTOR SOLAR LINEAL FRESNEL.....	40

1.9 SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO POR ABSORCIÓN DE VAPOR.	42
1.9.1 CICLO TERMODINÁMICO DEL SISTEMA POR ABSORCIÓN DE VAPOR.	42
1.9.2 REFRIGERANTES EN EL SISTEMA DE ABSORCIÓN DE VAPOR.	42
1.10 COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	45
1.10.1 EVAPORADOR.	45
1.10.2 ABSORBEDOR.	46
1.10.3 GENERADOR.	46
1.10.4 CONDENSADOR.	46
1.10.5 BOMBA.	47
1.10.6 VÁLVULAS DE ESTRANGULAMIENTO.	47
CAPÍTULO 2: DISEÑO TÉRMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.	48
2.1 DISEÑO DEL CICLO TERMODINÁMICO.	48
2.1.1 CONSIDERACIONES INICIALES:	48
2.1.2 CARGA TÉRMICA.	49
2.2 ANÁLISIS TERMODINÁMICO A CADA UNO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	53
2.3 ANÁLISIS DE ESTADO AL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.	54
2.4 RESUMEN DE LA CARACTERIZACIÓN COMPLETA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN (CON EXCEPCIÓN DEL COLECTOR SOLAR).	60
2.5 SELECCIÓN DEL COLECTOR SOLAR TÉRMICO.	61

2.5.1 CÁLCULO DEL ÁREA DEL COLECTOR SOLAR.....	61
2.5.2 SELECCIÓN DE CATÁLOGO DEL COLECTOR SOLAR.....	69
2.6 DISEÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO.....	73
CAPÍTULO 3: DISEÑO MECÁNICO.....	81
3.1 DISEÑO MECÁNICO DEL GENERADOR.....	82
3.1.1 RESUMEN DE RESULTADOS	96
3.2 SELECCIÓN DEL AISLANTE TÉRMICO DEL GENERADOR	96
3.3 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL SISTEMA DE TANQUE DE ALMACENAMIENTO	100
3.4 SELECCIÓN DE AISLAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE SERPENTÍN	109
3.5 DISEÑO MECÁNICO DEL EVAPORADOR	114
3.5.1 RESUMEN DE RESULTADOS	119
3.6 DISEÑO MECÁNICO DEL CONDENSADOR	120
3.6.1 RESUMEN DE RESULTADOS	124
3.7 DISEÑO MECÁNICO DEL ABSORBEDOR	125
3.7.1 RESUMEN DE RESULTADOS	134
3.8 DISEÑO MECÁNICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	135
3.8.1 RESUMEN DE RESULTADOS	145
CAPÍTULO 4: SISTEMA DE CONTROL Y FUERZA.....	147
4.1 CIRCUITO DE CONTROL.....	147
4.2 CIRCUITO DE FUERZA.....	148
CAPÍTULO 5: PARAMETRIZACIÓN DE LOS DIFERENTES EQUIPOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO POR ABSORCIÓN.....	150
5.1: PARAMETRIZACIÓN	150

5.2: RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS PARAMÉTRICO HACIENDO USO DE MICROSOFT EXCEL.....	150
5.3 COMPARACIÓN DE SISTEMA POR ABSORCIÓN DE VAPOR DISEÑADO RESPECTO A UN SISTEMA COMERCIAL POR ABSORCIÓN DE VAPOR.....	166
5.4 COMPARACIÓN DISEÑO DE SISTEMA POR ABSORCIÓN PRESENTADO EN LA PRESENTE TESIS CON SU RESPECTIVO SISTEMA POR COMPRESIÓN.	168
CONCLUSIONES	171
RECOMENDACIONES.....	172
BIBLIOGRAFÍA.....	173
ANEXOS.....	177
PLANOS TÉCNICOS.....	184

INDICE GRAFICOS Y FIGURAS

Gráfico 1: Temperaturas seca, húmeda y extremas en San Salvador.....	2
Gráfico 2: Oscilación diaria de la temperatura seca en San Salvador	3
Gráfico 3: Oscilación diaria de la humedad relativa en San Salvador.....	3
Gráfico 4: Nubosidad y luz solar en San Salvador.....	3
Gráfico 5: Oscilación diaria de la nubosidad en San Salvador	4
Gráfico 6: Variación diurna de la temperatura estación: San Salvador.....	4
Figura 1-1: Componentes básicos de un sistema de refrigeración y sus condiciones de operación características.	14
Figura 1-2: El objetivo de un refrigerador es eliminar Q_L de un espacio enfriado.	15
Figura 1-3: Compresor a pistón	16
Figura 1-4: Compresor scroll.....	16
Figura 1-5: Compresor de tornillo	16
Figura 1-6: Compresor centrífugo	16
Figura 1-7: Esquema de expansión capilar.....	18
Figura 1-8: Foto de tubo capilar.....	18
Figura 1-9: Esquema de expansión termostática.....	19
Figura 1-10: Válvula de expansión termostática.	19
Figura 1-11: Esquema de expansión a equilibrado de presión.	20
Figura 1-12: Expansión termostática a equilibrado de presión.	20
Figura 1-13: Expansión electrónica.....	20
Figura 1-14 – Diagrama de porcentaje de radiación solar	21
Figura 1-15: Espectro de radiación solar, extraterrestre y en la superficie.	23

Figura 1-16. Espectro Electromagnético.....	24
Figura 1-17. Instrumentos meteorológicos para la medida de la radiación.....	26
Figura 1-18: Pirheliómetro NIP montado sobre seguidor solar.	27
Figura 1-19: Piranómetro SR11 de Hukseflux.	28
Figura 1-20: Banda curvada larga.....	29
Figura 1-21: Esquema de partes de un colector de placa plana.....	31
Figura 1-22: Absorbedores de bandas y de lámina entera	32
Figura 1-23: Colector de placa plana sin cubierta.....	34
Figura 1-24: Colector solar parabólico.	35
Figura 1-25: Colector solar de foco de punto.....	36
Figura 1-26: a) Principio de Funcionamiento Tubo de Flujo Directo. b) Colector de tubo de vacío de flujo directo	38
Figura 1-27: a) Colector Solar de Tubo de vacío de Flujo Directo. b) Esquema de conexión de los tubos	39
Figura 1-28: a) Principio de Funcionamiento del Tubo de Calor. b) Colocación de tubos en el colector.....	40
Figura 1-29: a) Colector Solar de Tubo de Vacío Heat Pipe. b) Distintos tipos de Tubos de Calor	40
Figura 1-30: a) Lente de Fresnel, b) Colector lineal de Fresnel.....	41
Figura 1-31: Esquema de reflector lineal tipo Fresnel.....	41
Figura 1-32: Ciclo de refrigeración por absorción simple.....	42
Figura 1-33: Propiedades físicas y químicas del bromuro de litio.....	44
Figura 1-34: Succión del refrigerante por el absorbente.....	45
Figura 2-1: Ciclo de trabajo de una máquina de simple efecto condensada por agua (color rojo) y una condensada por aire (color azul), en el Diagrama de Dühring.	48

Figura 2-2: Esquema del sistema de aire acondicionado por absorción simple, a diseñar.	49
Figura 2-3: Características técnicas del modelo de aire acondicionado a compresión mecánica, de referencia.	50
Figura 2-4: Evaporador del modelo de aire acondicionado a compresión mecánica, de referencia.....	51
Figura 2-5: Condensador del modelo de aire acondicionado a compresión mecánica, de referencia.....	51
Figura 2-6: Dimensiones del colector de vacío marca Chromagen.....	70
Figura 2-7: Características del colector de vacío marca Chromagen	71
Figura 2-8: Rendimiento térmico del colector de vacío marca Chromagen	71
Figura 2-9: Detalle del producto en la tienda Alibaba.	72
Figura 2-10: Especificaciones técnicas de los modelos disponibles.....	72
Figura 2-11. Función del tanque de almacenamiento.	74
Figura 2-12. Tendencia del calor almacenado respecto al tiempo.....	75
Figura 2-13: Esquema del tanque de almacenamiento con su aislante.....	76
Figura 2-14. Circuito térmico de resistencias en serie para los cálculos de aislamiento en el tanque de almacenamiento.....	79
Figura 3-1: Condiciones de operación para el diseño del generador.....	82
Figura 3-2: Perfil de temperatura para los fluidos en el generador.	83
Figura 3-3. Condiciones de operación para el diseño del generador.....	90
Figura 3-4 Esquema del intercambiador de calor con su aislante.....	96
Figura 3-5. Circuito térmico constituido por 4 resistencias en serie para calcular aislamiento de generador.....	99
Figura 3-6 Esquema del intercambiador de serpentín para el sistema de almacenamiento de energía solar térmica.	101

Figura 3-7. Esquema del intercambiador de calor.....	101
Figura 3-8. Configuración del intercambiador de calor.	102
Figura 3-9. Perfil de temperaturas para los fluidos en intercambiador de calor.	103
Figura 3-10. Esquema del intercambiador de calor con su aislante.....	110
Figura 3-11. Circuito térmico constituido por 4 resistencias en serie.....	112
Figura 3-12: Perfil de temperatura para los fluidos.	115
Figura 3-13: Resistencias térmicas en el evaporador.	118
Figura 3-14: Diagrama de temperaturas del condensador.....	121
Figura 3-15. Resistencias térmica del condensador.....	122
Figura 3-16. Diagrama de temperaturas del absorbedor.....	126
Figura 3-17. Resistencias térmicas del absorbedor.....	132
Figura 3-18. Diagrama de temperaturas y porcentaje de solución.....	135
Figura 3-19. Resistencias térmicas del intercambiador de solución.....	143
Figura 4-1. Circuito de control.....	147
Figura 4-2. Circuito de fuerza.....	148
Figura 5-1. Ingreso del valor para la potencia frigorífica a analizar.....	151
Figura 5-2. Ingreso del valor para el gradiente de parametrización.....	151
Figura 5-3. Lista desplegable de los dispositivos.....	151
Figura 5-4. Ejemplo del cuadro de resultados para el evaporador.....	152
Figura 5-5. Ejemplo 1 de los gráficos que nos genera la hoja de cálculo en el estudio paramétrico.....	152
Figura 5-6. Ejemplo 2 de gráficos que nos genera la hoja de cálculo en el estudio paramétrico.....	153
Figura 5-7. Ejemplo 3 de los gráficos que nos genera la hoja de cálculo en el estudio paramétrico.....	153
Figura 5-8. Interface de la hoja de cálculo y las hojas de trabajo en ella.....	154

Figura 5-9. Ingreso de valores para obtener datos de parametrización.....	155
Figura 5-10. Cuadro desplegable de dispositivos mecánicos.....	155
Figura 5-11. Resultados para evaporador.....	155
Figura 5-12. Resultados para absorbedor.	156
Figura 5-13. Resultados condensador.....	156
Figura 5-14. Resultados de intercambiador de solución.....	156
Figura 5-15. Resultados del generador.....	156
Figura 5-16. Resultados del intercambiador de calor para sistema de tanque.	156
Figura 5-17. Resultado de número de colectores solar necesarios.	156
Figura 5-18. Interface de la HOJA RESUMEN en la cual se muestran todos los dispositivos mecánicos con sus respectivas características de diseño.	159
Figura 5-19. Interface de hoja “Tabla para gráficos”	160
Figura 5-20. Cuadro resumen de flujo de calores en los componentes mecánicos del sistema.....	160
Figura 5-21. Cuadro de parametrización para longitud de tubos en intercambiador de calor.	161
Figura 5-22. Flujos máxicos dentro del sistema en el ciclo termodinámico. ...	161
Figura 5-23. Cantidad de tubos requerido en los dispositivos con diseño de intercambiador de calor de coraza y tubos.	161
Figura 5-24. Variación de la longitud de la tubería en los intercambiadores de calor	162
Figura 5-25. Cantidad de tubos necesarias en cada intercambiador de calor de coraza y tubos.....	162
Figura 5-26. Propiedades termodinámicas de cada punto en el sistema.....	163

Figura 5-27. Se muestran los cálculos correspondientes a flujos másicos y de calor en los dispositivos.	163
Figura 5-28. Cuadro con los valores ingresados para parametrizar el sistema.	163
Figura 5-29 Cuadro con los resultados del análisis paramétrico.	164
Figura 5-30 Resultado de análisis paramétrico absorbedor.....	164
Figura 5-31 Resultados de parametrización del condensador.....	165
Figura 5-32 Resultados de un intercambiador de solución.....	165
Figura 5-33 Resultados del generador.....	166
Figura 5-34 Modelo CHP sistema por absorción de vapor	167
Figura 5-35 Parametrización de un sistema por absorción a 176 KW	167
Figura 5.36 Requerimientos de agua de refrigeración del sistema comercial.	168
Figura 5-37: Características técnicas del modelo de aire acondicionado a compresión mecánica, de referencia.	168
Figura 5-38: Evaporador del modelo de aire acondicionado a compresión mecánica, de referencia.....	169
Figura 5-39: Condensador del modelo de aire acondicionado a compresión mecánica, de referencia.....	169

INDICE DE TABLAS

Tabla 1-1: Tipos de masas de aire más frecuentes sobre El Salvador	1
Tabla 1-2: Factores de corrección de unidades.....	22
Tabla 1-3. Instrumentos meteorológicos para la medida de la radiación.....	25
Tabla 1-4: Ventajas y desventajas de las sustancias pares $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ para sistemas de absorción.	43
Tabla 2-1: Cuadro de resultado de los estados del sistema de refrigeración. ..	61
Tabla 2-2: Cuadro de resultado del sistema	61
Tabla 2-3. Ubicación geográfica de la instalación solar, referencia San Salvador.	62
Tabla 2-4: necesidad energética mensual del colector	63
Tabla 2-5: Energía Solar incidente sobre superficie horizontal en KWh/m^2 día, en San Salvador para un día promedio al mes.	64
Tabla 2-6: Factor de corrección para superficies inclinadas según la latitud. ...	66
Tabla 2-7: Radiación disponible en el plano orientado e inclinado de la ubicación del proyecto.	68
Tabla 2-8: Área de captación solar mínima de colector solar para cada mes del año.....	69
Tabla 3-1: Propiedades térmicas del generador.....	96
Tabla 3-2: Propiedades mecánicas del generador.....	96
Tabla 3-3: Características térmicas del evaporador.....	119
Tabla 3-4: Propiedades mecánicas del evaporador.....	120
Tabla 3-5: Características térmicas del condensador.	124
Tabla 3-6: Características mecánicas del condensador.....	125
Tabla 3-7: Características térmicas del absorbedor.....	134
Tabla 3-8: Características mecánicas del absorbedor.	134

Tabla 3-9: Características térmicas del intercambiador de calor.....	145
Tabla 3-10: Características mecánicas del intercambiador de calor.....	145

Listado de simbología

Q: flujo de calor [W]

q: Flujo de calor específico [kJ/kg]

\dot{m} : Flujo másico [Kg/s]

RI: Radiación disponible en el plano de captación orientado e inclinado (kJ/m² día).

H: Radiación disponible en plano horizontal (kJ/m² día).

K: Factor de corrección para superficies inclinadas (cociente entre la energía total incidente en un día sobre una superficie orientada hacia el ecuador e inclinada un determinado ángulo y otra horizontal), se obtiene de bibliografía 16.

0.94: Factor que determina la reducción de la energía útil en las primeras horas de la mañana y últimas horas de la tarde.

FI: Factor que cuantifica las pérdidas por una orientación e inclinación distinta a la óptima.

FS: Factor de corrección de pérdidas por sombras.

Di: Diámetro interno (m)

De: Diámetro externo (m)

e: Espesor de la tubería (m)

k: Conductividad térmica [W/(m·K)]

DH: Diámetro hidráulico (m)

p: Paso

μ sol: Viscosidad de la mezcla (Pa·s)

h_{sf} : Entalpía de vaporización (para agua) (J / kg)

g: gravedad

ρ_{sol} : Densidad del líquido (kg/m^3)

ρ_v : Densidad el vapor(kg/m^3)

σ_{sol} : Tensión superficial entre líquido y vapor($\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$)

C_p : Calor específico del líquido $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

ΔT : Diferencia de temperatura entre T_s que es la temperatura de la superficie y

T_{sat} : Es la temperatura de operación del generador.(C)

C_{sf} : Constante experimental dependiente de la combinación superficie fluido

Pr : Número de Prant del fluido

X : Concentración de Bromuro de Litio

$C(p,s)$: Calor específico de la solución en $\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$

C_{sf} : constante experiemental (Para acero inoxidable pulido mecánicamente C_{sf}
= 0.0130

n = constante experimental que depende del fluido (acero inoxidable pulido
mecánicamente = 1

RESUMEN

Se realizó una recopilación bibliográfica del funcionamiento de un sistema de aire acondicionado por compresión mecánica y por absorción, así como los dispositivos involucrados en ello y a partir de los resultados teóricos presentados se tomaron decisiones para la elección del tipo de solución refrigerante/absorbente que se empleó para el diseño térmico del sistema y también para el tipo de colector solar empleado en el funcionamiento del aire acondicionado por absorción diseñado.

La potencia frigorífica del sistema de aire acondicionado por absorción incide directamente en las dimensiones físicas de los distintos dispositivos involucrados en el sistema, todo depende de este valor para el diseño mecánico del sistema, las propiedades de presión y temperatura, así como la entalpía específica no se modificada al variar la potencia frigorífica, se creó el diseño mecánico de los dispositivos para cierta potencia frigorífica en comparación con un sistema de aire acondicionado por compresión mecánica y una vez resuelta esta etapa, se procedió a la elaboración de una hoja de cálculo en la que al ingresar los valores de potencia frigorífica y un gradiente de parametrización muestra con gráficos la tendencia de las dimensiones físicas de los dispositivos involucrados al variar la potencia frigorífica respecto al gradiente establecido, además de otros datos de interés como la cantidad de colectores solares que requiere el sistema para operar.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

- Realizar la parametrización de un sistema por absorción de vapor

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Diseñar un sistema por absorción de vapor base.
- Comparar el sistema por absorción diseñado con un sistema por absorción comercial.
- Parametrizar el área requerida de captación solar.

CAPÍTULO 1: GENERALIDADES

1.1 CLIMA DE EL SALVADOR

El Salvador está situado en la parte Norte del cinturón tropical de la Tierra, de tal modo que en noviembre y octubre se ve influenciado principalmente por vientos del Noreste y, ocasionalmente, por NORTES rafagosos que nos traen aire fresco originado en regiones polares de Norteamérica, pero calentado en gran medida al atravesar el Golfo de México en su camino a Centroamérica.

El clima típico de El Salvador es el clima tropical seco y húmedo, con dos estaciones bien marcadas una lluviosa, entre mayo y octubre, y otra seca, entre noviembre y abril.

En Centro América pueden distinguirse masas de aire con diversas características que afectan y determinan el clima sobre El Salvador como se puede observar en la tabla 1-1. Es necesario, por lo tanto, conocer cómo éstas transitan sobre la región, así como sus características cuasi-estacionarias.

Tabla 1-1: Tipos de masas de aire más frecuentes sobre El Salvador (García, Zimmermann, & Soriano, 2000)

Tipo de Masa de aire	Fenómeno Atmosférico
Ártica (seca)	Ausencia de nubes bajas o medias, visibilidad extraordinaria, vientos del norte durante todo el día y temperaturas reducidas
Polar	Durante cortos lapsos de tiempo, formación de nubes bajas, buena visibilidad, viento del norte debilitándose por la tarde
Indiferente	Nubes bajas por la tarde, visibilidad reducida, viento débil del norte por la mañana, ráfagas del sur por la tarde, calma en la noche
Ecuatorial (sofocante)	Grandes acumulaciones de nubes bajas, principalmente a mediodía y después de la puesta del sol, visibilidad reducida, viento rafagoso del sur por la tarde y calmas frecuentes.
Aire del Caribe (alisios)	Visibilidad extraordinaria, poca nubosidad aumentando por la tarde o por la noche, con fuertes tormentas eléctricas
Local (calmas ecuatoriales)	Visibilidad reducida, con lluvia y viento variable, generalmente débil
Pacífico (monzón)	Visibilidad reducida durante todo el día, lluvias y viento fuerte pero sin ráfagas, generalmente del Este.

CARACTERIZACION DE CONDICIONES METEOROLOGICAS EN EL SALVADOR

Es de gran importancia tener registro de las temperaturas de las masas de aire que circulan en la atmósfera del país ya que esta información contribuye al desarrollo de la industria en el país.

En el año 2000 Los autores: Luis García, Ricardo Zimmermann, Lorena Soriano, Carlos Pérez y Pablo Ayala, realizaron un estudio para la y tomaron nota de los resultados obtenidos en el transcurso del año, se documentaron los resultados medidos en el departamento de San Salvador, lo cuales se presentan a continuación en el grafico 1 se pueden observar las temperaturas secas, húmedas y extremas, en el grafico 2 la oscilación de la temperatura, en el grafico 3 la oscilación diaria de la humedad, en el grafico 4 la nubosidad y luz solar, en el grafico 5 la oscilación de la nubosidad y en el grafico 6 la variación diurna de la temperatura de estación.

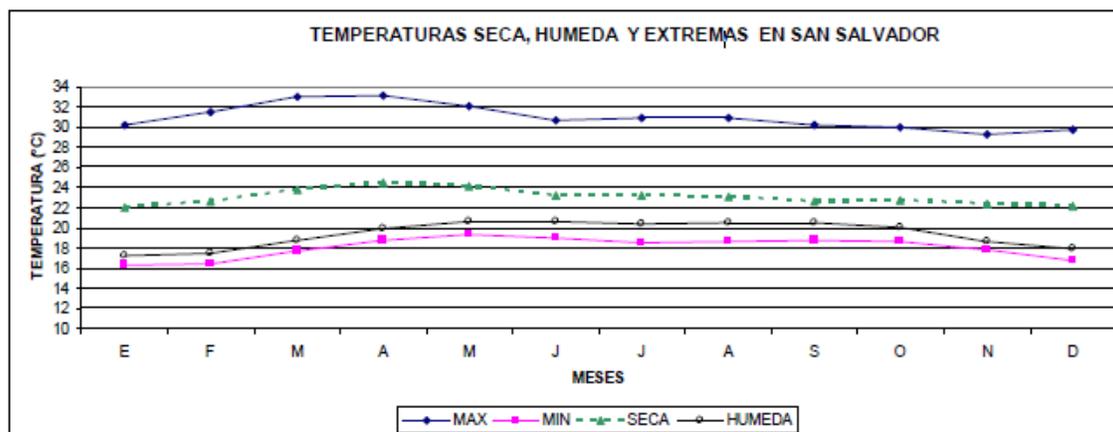


Gráfico 1: Temperaturas seca, húmeda y extremas en San Salvador (García, Zimmermann, & Soriano, 2000)

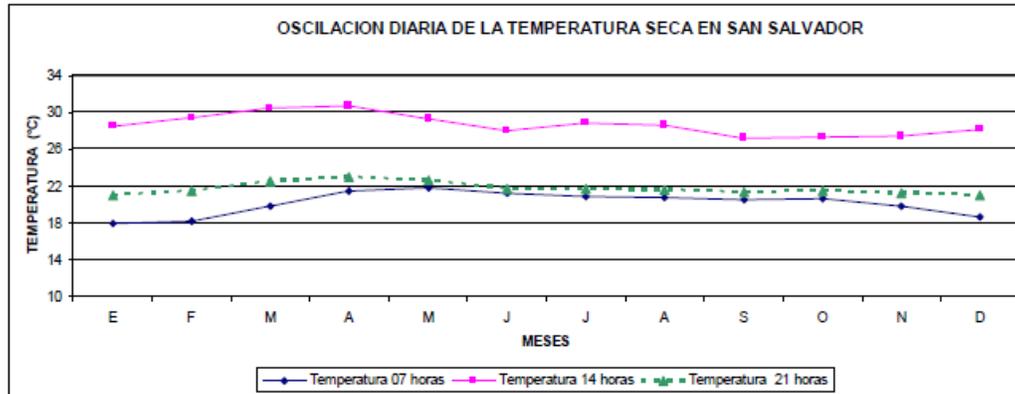


Gráfico 2: Oscilación diaria de la temperatura seca en San Salvador (García, Zimmermann, & Soriano, 2000)

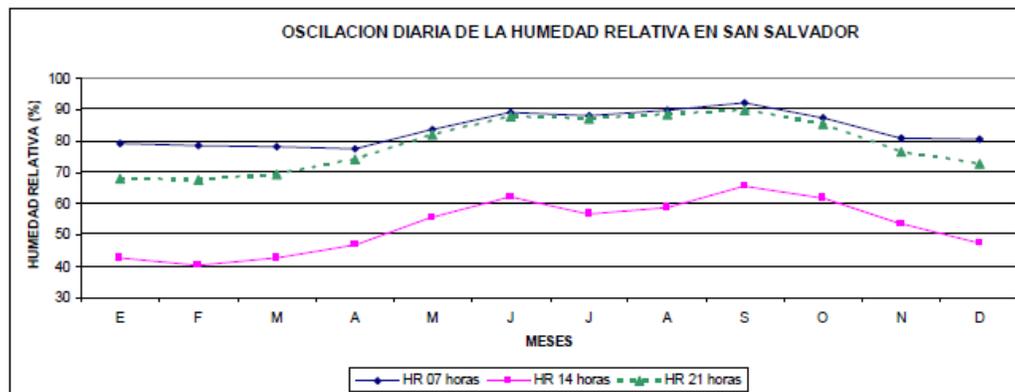


Gráfico 3: Oscilación diaria de la humedad relativa en San Salvador (García, Zimmermann, & Soriano, 2000)

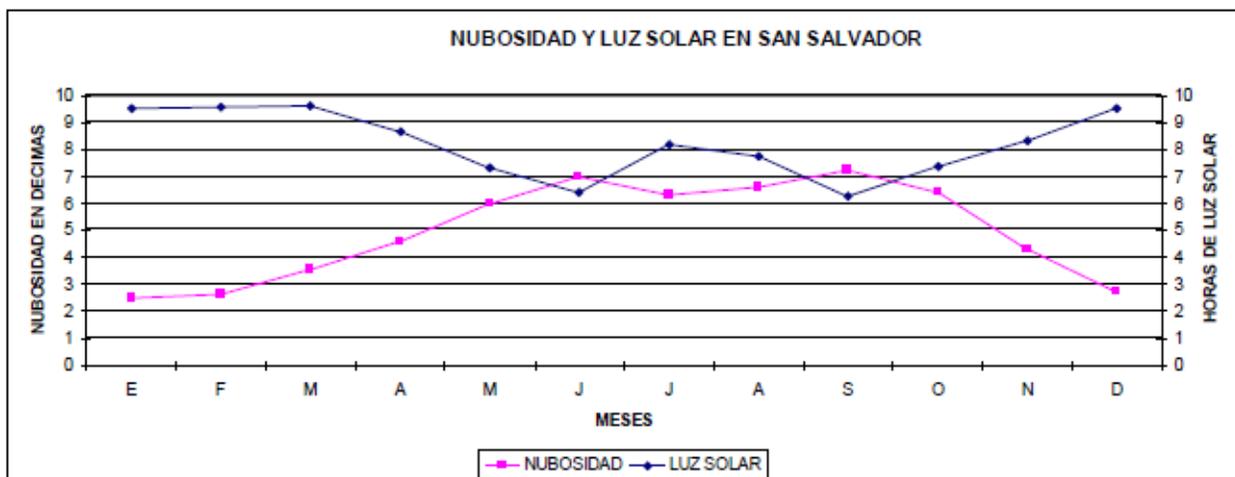


Gráfico 4: Nubosidad y luz solar en San Salvador (García, Zimmermann, & Soriano, 2000)

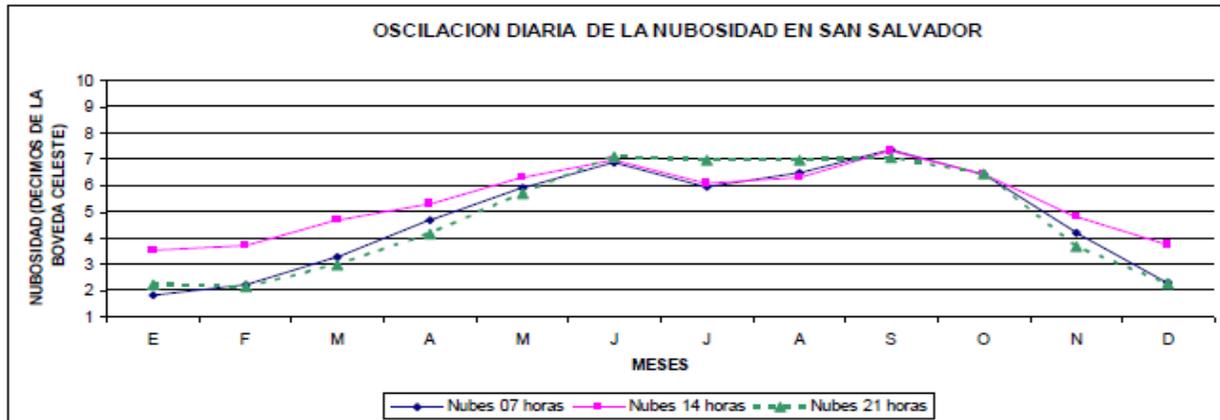


Gráfico 5: Oscilación diaria de la nubosidad en San Salvador (García, Zimmermann, & Soriano, 2000)

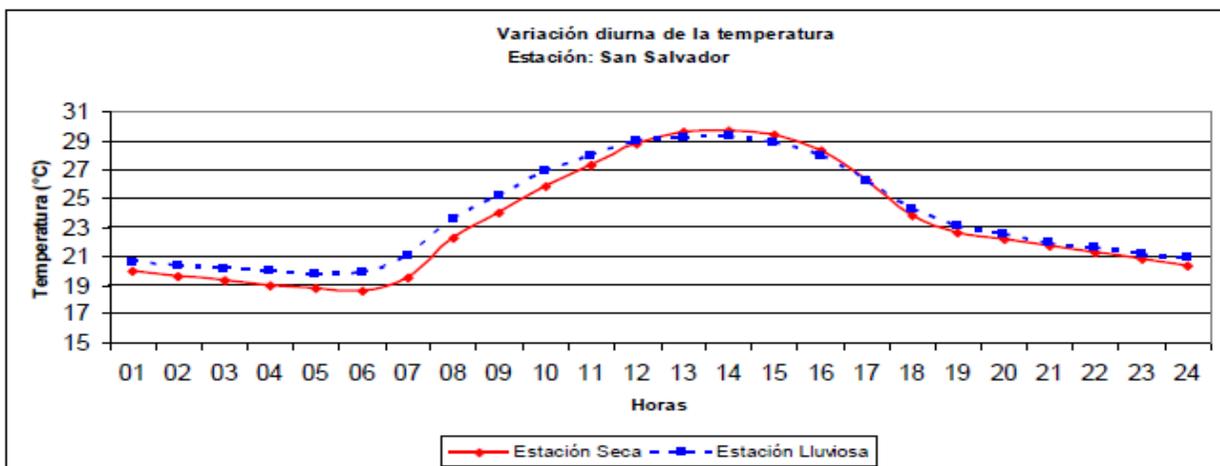


Gráfico 6: Variación diaria de la temperatura estación: San Salvador (García, Zimmermann, & Soriano, 2000)

Estos valores de temperatura han crecido debido al calentamiento global.

1.2 HISTORIA DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

La práctica de calefacción y ventilación ha hecho posible al hombre poder vivir bajo condiciones climáticas difíciles. (El término *calefacción*, implica el mantener un espacio a una temperatura mayor que la de sus alrededores, mientras que *ventilación* implica el suministro de aire atmosférico y el cambio de aire en un espacio interior en cantidad suficiente para satisfacer las condiciones de vida.) Desde un principio, el hombre de las cavernas, para poder vivir en lugares fríos, hizo uso del fuego quemando para ello un combustible, y tuvo dificultades con la

extracción del humo; la sombra y el agua fría eran probablemente su único alivio contra el calor. Los antiguos dictadores romanos transportaban nieve, mediante esclavos, desde las altas montañas, para enfriar sus alimentos y bebidas. Durante miles de años no hubo mejoras significativas en las condiciones de la especie humana. Los métodos de calefacción y ventilación han cambiado notablemente desde aquellos tiempos en que vivió el hombre prehistórico, pero permanecen los problemas fundamentales. Por ejemplo, las chimeneas de los castillos de la Europa medieval apenas si constituían mejora alguna ya que sólo calentaban el área que las rodeaba. Debido a estos las pinturas de aquellos tiempos muestran que reyes y reinas usaban pieles y guantes en el interior de las habitaciones durante el invierno. Los antiguos romanos tuvieron en algunas construcciones una calefacción notablemente buena, que se lograba al calentar el aire y hacerlo circular por pisos o paredes cóncavas. En climas templados son necesarias la calefacción y ventilación durante el invierno para vivir con comodidad.

Los residentes de las primeras civilizaciones que tuvieron su origen en áreas tropicales, donde las necesidades de calefacción eran mínimas o innecesarias, se encontraron con el problema opuesto: Cómo proyectar métodos de enfriamiento satisfactorio a fin de conservar la temperatura del cuerpo a niveles suficientemente bajos. En ambas condiciones climáticas de calor y enfriamiento debe mantenerse un balance entre el individuo y sus alrededores. En el seco clima del Medio Oriente, la gente colgaba mantas mojadas frente a las puertas, consiguiendo así un modo primitivo de enfriamiento de aire por evaporación. El objetivo de la calefacción o enfriamiento es proveer una atmósfera de comodidad que tenga tales características que los ocupantes de un espacio puedan, efectivamente, disipar suficiente calor que les permita el funcionamiento adecuado del proceso metabólico en sus cuerpos y no perder este calor tan rápidamente que produzca bajas temperaturas en el cuerpo. El mecanismo que regula el cuerpo humano permite conservar la temperatura del cuerpo a, aproximadamente 98.6 °F (37 °C), siendo ésta la temperatura normal del cuerpo humano. En la temporada de verano puede ser difícil la disipación de calor en el cuerpo humano, mientras que, en el invierno, la disipación de calor no ofrece dificultades y puede controlarse si no es excesiva.

La costumbre de usar ropa de invierno reduce las pérdidas de calor. Sin embargo, es conveniente y necesario conservar durante el invierno la temperatura en el interior a un valor apropiado dentro de los límites de la comodidad de tal manera que las funciones del cuerpo sean adecuadamente satisfechas sin tomar calor del sistema regulatorio.

Todos estamos familiarizados con el término *aire acondicionado*; no obstante, ha sido para muchos diferentes conceptos, por lo que se hace necesario aclarar el significado de este término. *Acondicionamiento completo del aire* en un espacio definido implica la creación y mantenimiento de una atmósfera que tenga condiciones de temperatura, humedad, circulación del aire y pureza tales que se produzcan los efectos deseados que serán ahí manejados o almacenados. Puede llamársele acondicionamiento del aire al control simultáneo de esos cuatro factores dentro de los límites convenientes para producir comodidad y salud de los ocupantes, o cuando dichas condiciones permitan tener los mejores productos industriales durante su fabricación y almacenamiento.

Además de término "Aire acondicionado", pueden también emplearse los términos *acondicionamiento del aire en el verano* y *acondicionamiento de aire en el invierno*. Estos términos implican en sus mínimas necesidades, enfriamiento y deshumidificación del aire en verano o calentamiento y humidificación del aire en el invierno, proporcionándole en ambos casos circulación del aire. Para los casos anteriores, podrá o no proporcionarse limpieza del aire empleado.

Debe señalarse que el término acondicionamiento completo del aire es independiente del tiempo o de la estación y que puede aplicarse efectivamente para cualquier condición del tiempo dentro de los límites normales.

En los primeros sistemas de calefacción se usaron hogares de fuego abierto y estufas de cuarto. Estos sistemas no son muy eficientes en cuanto al consumo de combustible, ya que gran parte del calor de la combustión escapa directamente a través de la chimenea. Además, el espacio por calentarse requiere de tiros y por la gran cantidad de aire frío que por la chimenea pasa implica el que los ocupantes

sientan más calor en un lado o más frío en el otro lado. Las estufas individuales en cada cuarto constituyen una mejoría con respecto a los hogares de fuego abierto, pero además de los inconvenientes de manejar calentadores por separado, las estufas tienen las desventajas que tienen los hornos de hogar abierto.

En Europa, Leonardo da Vinci diseñó un gran enfriador por evaporación, sin embargo, el desarrollo efectivo de la calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire (HVAC, iniciales de las palabras Heating, Ventilating and Air Conditioning) se inició, hace apenas 100 años. Los sistemas de calefacción central se desarrollaron en el siglo XIX y el acondicionamiento de aire mediante refrigeración mecánica ha progresado sólo durante los últimos 50 años. Pese a ello, para 1985, los sistemas de HVAC en los Estados Unidos alcanzaron un valor total instalado de unos 25,000 millones de dólares anuales, de los cuales 10,000 millones correspondieron a ventas de equipo.

1.3 HISTORIA DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA.

Nuestro sol es nuestra principal fuente de energía, es solo una estrella más en este infinito universo y la tierra es solo un mundo pequeño en su órbita, pero ésta estrella es la causante de fenómenos naturales en nuestro planeta. gracias a ella se crean corrientes de aire, evaporación de aguas superficiales, de la formación de las nubes, de las lluvias, y por consiguiente, el origen de otras formas de energía renovable, como el viento, las olas o la biomasa.

Dado todos estos tipos de energía causados por el sol e incluso la propia radiación solar era poco aprovechable en la antigüedad debido al poco conocimiento que se tenía sobre ello aunque el aprovechamiento térmico del sol era conocido ya por los romanos. Ellos sabían que un cuerpo negro absorbe más calor que un cuerpo claro, pero fue hasta la gran crisis del petróleo de los años setenta en el siglo pasado, cuando se empezó la difusión masiva de los sistemas solares térmicos.

Durante esta crisis energética, en todo el mundo, nacieron empresas que se dedicaban a la fabricación e instalación de colectores solares, pero por falta de experiencia y conocimientos, la mayoría fracasó. Así en esa época, tales empresas se dieron cuenta de que la energía solar térmica, a primera vista, parece una tecnología primitiva y simple, pero requiere unas especificaciones técnicas apropiadas con respecto al uso de materiales, pues no cualquiera soporta temperaturas máximas que superen los 150°C. En el pasado no se calcularon los problemas de dilatación de los materiales en cambios de temperatura muy bruscos, lo que significaba que se quebraban los vidrios de los colectores. Los problemas de corrosión por el contacto directo de diferentes metales eran otra polémica que provocó que muchas instalaciones solares no lograran el rendimiento esperado, por lo que la vida útil se quedó muy por debajo de lo calculado teóricamente.

La aplicación de la energía solar térmica que ha tenido mayor uso y divulgación es el calentamiento de agua para uso doméstico. Las primeras patentes de calentadores solares aparecieron en Estados Unidos hacia finales del siglo XIX. En México se han estado utilizando y desarrollando estos sistemas desde la década de los cuarenta y países como Japón, Israel, Chipre, Barbados, Grecia o España han instalado varios miles de unidades. El incremento del precio del petróleo favorece aún más, también en la región de América Central, este uso de la energía solar para hogares, piscinas, hospitales, hoteles y procesos industriales.

1.4 PRINCIPIOS BÁSICOS DE TERMODINÁMICA.

La termodinámica se puede definir como la ciencia de la energía. Esta energía se puede considerar como la capacidad para causar cambios.

DENSIDAD

La densidad se define como la masa por unidad de volumen:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (\text{Boles, M. A., \& \cenggel, Y. A. 2015}). \quad (\text{Ec. 1-1})$$

El recíproco de la densidad es el volumen específico v , que se define como el volumen por unidad de masa.

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad (\text{Boles, M. A., \& \cenggel, Y. A. 2015}). \quad (\text{Ec. 1-2})$$

Para un elemento de volumen diferencial de masa dm y volumen dV , la densidad se puede expresar como $\rho = \delta m / \delta v$

En general, la densidad de una sustancia depende de la temperatura y la presión. La densidad de la mayor parte de los gases es proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura. Por otro lado, los líquidos y sólidos son en esencia sustancias no compresibles y la variación de su densidad con la presión es por lo regular insignificante.

PRESIÓN

La Presión se define como la fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área. Se habla de presión sólo cuando se trata de gas o líquido, mientras que la contraparte de la presión en los sólidos es el esfuerzo normal. Puesto que la presión se define como la fuerza por unidad de área, tiene como unidad los newtons por metro cuadrado (N/m^2), también conocida como pascal (Pa).

Es decir,

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 \quad (\text{Boles, M. A., \& \cenggel, Y. A. 2015}).$$

La unidad de presión pascal es demasiado pequeña para las presiones que se suscitan en la práctica. De ahí que sus múltiplos kilo pascal ($1 \text{ kPa} = 1000 \text{ Pa}$) y mega pascal ($1 \text{ MPa} = 1000 \text{ KPa}$) se usen más comúnmente. Otras tres unidades de presión de uso extendido, principalmente en Europa, son bar, atmósfera estándar y kilogramo fuerza por centímetro cuadrado:

Algunas conversiones son las siguientes:

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 0.1 \text{ MPa} = 100 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ atm} = 101\,325 \text{ Pa} = 101.325 \text{ kPa} = 1.01325 \text{ bars}$$

$$\begin{aligned} 1 \text{ kgf/cm}^2 &= 9.807 \text{ N/cm}^2 = 9.807 \times 10^4 \text{ N/m}^2 = 9.807 \times 10^4 \text{ Pa} \\ &= 0.9807 \text{ bar} \\ &= 0.9679 \text{ atm} \end{aligned}$$

CALOR

El Calor se define como la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o entre un sistema y el exterior) debido a una diferencia de temperatura. Es decir, una interacción de energía será calor sólo si ocurre debido a una diferencia de temperatura. Entonces se deduce que no puede haber ninguna transferencia de calor entre dos sistemas que se hallan a la misma temperatura.

TEMPERATURA.

Es una magnitud escalar relacionada con la energía interna de un sistema termodinámico, definida por el principio cero de la termodinámica. Más específicamente, está relacionada directamente con la parte de la energía interna conocida como «energía cinética», que es la energía asociada a los movimientos de las partículas del sistema, sea en un sentido traslacional, rotacional, o en forma de vibraciones. A medida que sea mayor la energía cinética de un sistema, se observa que éste se encuentra más «caliente»; es decir, que su temperatura es mayor.

La temperatura se mide con termómetros, los cuales pueden ser calibrados de acuerdo a una multitud de escalas que dan lugar a unidades de medición de la temperatura. En el Sistema Internacional de Unidades, la unidad de temperatura es el kelvin (K), y la escala correspondiente es la escala Kelvin o escala absoluta, que asocia el valor «cero kelvin» (0 K) al «cero absoluto», y se gradúa con un tamaño de grado igual al del grado Celsius. Sin embargo, fuera del ámbito científico el uso de otras escalas de temperatura es común. La escala más extendida es la escala Celsius; y, en mucha menor medida, y prácticamente solo en los Estados Unidos,

la escala Fahrenheit. También se usa a veces la escala Rankine ($^{\circ}\text{R}$) que establece su punto de referencia en el mismo punto de la escala Kelvin, el cero absoluto, pero con un tamaño de grado igual al de la Fahrenheit, y es usada únicamente en Estados Unidos, y solo en algunos campos de la ingeniería

ENTALPÍA

En el análisis de cierto tipo de procesos, particularmente en la generación de potencia y en refrigeración, a menudo se encuentra la combinación de propiedades de energía interna más presión por volumen específico $u + Pv$. Para simplificar y por conveniencia, esta combinación se define como una nueva propiedad, entalpía, la cual se representa mediante el símbolo h donde:

$$h = u + Pv \quad (\text{kJ/kg}) \quad (\text{Ec. 1-3})$$

ENTROPÍA

La segunda ley de la termodinámica conduce frecuentemente a expresiones que involucran desigualdades. Por ejemplo, una máquina térmica irreversible (es decir, real) es menos eficaz que otra reversible que opera entre los mismos dos depósitos de energía térmica. Igualmente, un refrigerador irreversible o una bomba de calor tiene un coeficiente de desempeño (COP) menor que otro reversible que funciona entre los mismos límites de temperatura. Otra desigualdad importante que tiene mayores consecuencias en la termodinámica es la desigualdad de Clausius, establecida por primera vez por el físico alemán R. J. E. Clausius (1822-1888), uno de los fundadores de la termodinámica.

Este concepto se expresa como:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (\text{Boles, M. A., \& Çengel, Y. A. 2015}). \quad (\text{Ec. 1-4})$$

ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

El **aire acondicionado** es el proceso que permite crear y mantener unas determinadas condiciones de temperatura, humedad relativa y pureza del aire en ambientes cerrados. Este proceso se aplica habitualmente para mantener un nivel

de confort personal. También se utiliza en el ámbito industrial para garantizar el correcto funcionamiento de aparatos o máquinas que operan en condiciones ambientales limitadas o para preservar el desarrollo de algunas fabricaciones industriales particulares, como por ejemplo la soldadura, que producen notables cantidades de calor que deben ser eliminadas de alguna forma.

Un sistema de aire acondicionado debe ser eficaz prescindiendo de las condiciones climáticas externas, y se basa en el control de cuatro variables fundamentales: temperatura, humedad, movimiento y calidad del aire.

La distinción entre aplicaciones industriales o para el confort personal no está siempre clara. El aire acondicionado industrial habitualmente necesita una mayor precisión en el control de la temperatura y la humedad. Algunas aplicaciones también demandan un algo grado de filtración y la eliminación de agentes contaminantes.

El aire acondicionado para el bienestar personal, además de satisfacer las necesidades personales de temperatura y humedad, se integra con otras disciplinas como el diseño arquitectónico, la meteorología, el consumo energético y el nivel de ruido para recrear las condiciones ideales para el bienestar psicofisiológico de la persona.

El principal proceso en el que se basa la climatización (aire acondicionado) es el intercambio de calor y vapor de agua entre el ambiente externo y el interno y las personas dentro de ese espacio.

Los principales dispositivos que encontramos en el ámbito del aire acondicionado doméstico o industrial son:

- Acondicionadores monoblock, split o multi-split para uso doméstico;
- Bombas de calor domésticas;
- Centrales de tratamiento del aire para ambientes medianos y grandes;

- Unidades rooftop, unidades de tratamiento de aire para pequeños ambientes;
- Unidades shelter de acondicionamiento para armarios de telefonía;
- Chiller y bombas de calor industriales, unidades que producen agua fría o caliente usada después para tratar el aire ambiente o introducida directamente en aparatos refrigeradores;
- Unidades de control preciso;
- Fancoils y sistemas hidrónicos, junto a circuitos de agua refrigerada y terminales de ventilación para el acondicionamiento de edificios.

Estos se diferencian notablemente por dimensiones, complejidad, capacidad frigorífica, que puede pasar de algunos cientos de vatios a varios megavatios, componentes internos y en general por la necesidad o no de efectuar las principales funciones que un climatizador debe tener, por ejemplo:

- Enfriamiento de aire o agua;
- Calentamiento de aire o agua;
- Des humectación del aire;
- Humectación del aire;
- Filtrado/purificación del aire;
- Mezcla de aire interior/externo;
- Ventilación.

1.5 FUNDAMENTOS DE MÁQUINAS TÉRMICAS DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.

Se sabe por experiencia que el calor se transfiere en la dirección de temperatura decreciente, es decir, desde medios a temperatura alta hacia los de temperatura baja. Este proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin requerir ningún dispositivo. Sin embargo, el proceso inverso no puede ocurrir por sí mismo. La transferencia de calor de un medio que se encuentra a baja temperatura hacia otro de temperatura alta requiere dispositivos especiales llamados refrigeradores.

El fluido de trabajo utilizado en el ciclo de refrigeración se denomina refrigerante. El ciclo de refrigeración que se utiliza con mayor frecuencia es el ciclo de refrigeración por compresión por vapor, en el que intervienen cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador, como se ilustra en la figura 1-1.

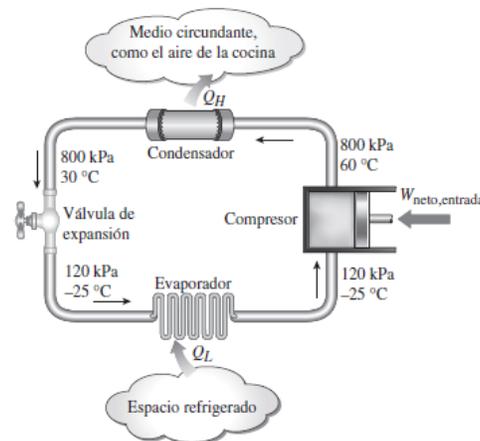


Figura 1-1: Componentes básicos de un sistema de refrigeración y sus condiciones de operación características (Boles, M. A., & Çengel, Y. A. 2015).

El refrigerante entra al compresor como vapor y se comprime hasta la presión del condensador, posteriormente sale del compresor a una temperatura relativamente alta y se enfría y condensa a medida que fluye por los serpentines del condensador rechazando calor al medio circundante. Después entra al tubo capilar donde su presión y temperatura caen de forma drástica debido al efecto de estrangulamiento. Luego, el refrigerante a temperatura baja entra al evaporador, donde se evapora absorbiendo calor del espacio refrigerado. El ciclo se completa cuando el refrigerante sale del evaporador y vuelve a entrar al compresor.

En un refrigerador doméstico, el compartimiento del congelador donde el refrigerante absorbe calor sirve como evaporador, mientras que el serpentín situado comúnmente detrás del refrigerador, donde el calor se disipa hacia el aire de la cocina, sirve como condensador.

El esquema de un refrigerador se muestra en la figura 1-2. Aquí, Q_L es la magnitud del calor eliminado del espacio refrigerado a temperatura T_L , Q_H es la

magnitud del calor rechazado hacia el medio caliente a temperatura T_H y $W_{\text{neto, entrada}}$ es la entrada de trabajo neto al refrigerador. Como se explicó, Q_L y Q_H representan magnitudes, por lo tanto, son cantidades positivas.

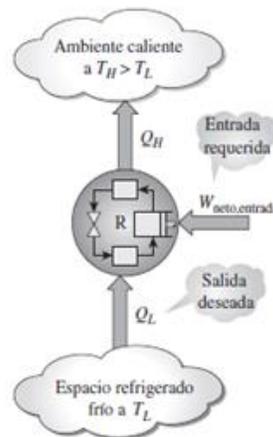


Figura 1-2: El objetivo de un refrigerador es eliminar Q_L de un espacio enfriado (Boles, M. A., & Çengel, Y. A. 2015).

Coefficiente de desempeño:

La eficiencia de un refrigerador se expresa en términos del coeficiente de desempeño (COP, siglas de coefficient of performance), el cual se denota mediante COP_R . El objetivo de un refrigerador es remover calor (Q_L) del espacio refrigerado. Para lograr este objetivo, se requiere una entrada de trabajo de $W_{\text{neto, entrada}}$. Entonces, el COP de un refrigerador se puede expresar como:

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto, entrada}}} \quad (\text{Boles, M. A., \& \u00c7engel, Y. A. 2015}). \quad (\text{Ec. 1-5})$$

1.6 COMPONENTES BÁSICOS DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.

Los sistemas de aire acondicionado por compresión están compuestos por 4 elementos principales: El compresor, el evaporador, el condensador y la válvula de expansión.

1.6.1 EL COMPRESOR

Es el corazón del sistema de una máquina de frío dado que bombea el refrigerante hacia los otros elementos del sistema.

Es el componente más costoso y el que consume más del 80% de la energía eléctrica del sistema de frío (este elemento es generalmente impulsado por un motor eléctrico).

Los cinco tipos de compresores más comunes usados en las máquinas de producción de frío son las siguientes:

Compresor a pistón (alternativo) figura 1-3, Compresor scroll figura 1-4, Compresor de tornillo 1-5, Compresor centrífugo 1-6

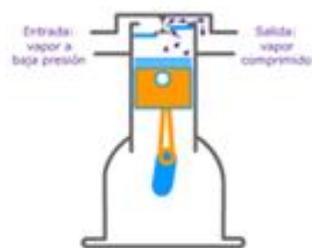


Figura 1-3



Figura 1-4



Figura 1-5



Figura 1-6

Figura 1-3: Compresor a pistón («Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo», 2015)

Figura 1-4: Compresor scroll («Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo», 2015)

Figura 1-5: Compresor de tornillo («Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo», 2015)

Figura 1-6: Compresor centrífugo («Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo», 2015)

1.6.2 EVAPORADOR

El aire acondicionado del espacio refrigerado circula sobre el evaporador. El calor del aire es absorbido por el refrigerante cuando se evapora dentro de los tubos del evaporador. El calor permanece en el refrigerante mientras fluye hacia otra área para ser expulsado.

1.6.3 CONDENSADOR

El condensador es una imagen espejo del evaporador. Sin embargo, en lugar de absorber el calor, lo expulsa. Se produce una importante transferencia de calor cuando el estado del refrigerante cambia de estado. El calor latente del fluido caloportador se libera cuando el vapor se condensa a fase líquido dentro del condensador.

1.6.4 SISTEMAS DE EXPANSIÓN

El sistema de expansión es uno de los cuatro componentes fundamentales de un circuito frigorífico. Se instala entre la salida de líquido y la entrada al evaporador. Su función consiste en reducir la presión del fluido frigorífico y por lo tanto su temperatura. Además, permite regular la cantidad de fluido refrigerante en el evaporador.

Expansión capilar

Este sistema suele ser utilizado para instalaciones de baja potencia y corresponde al sistema de expansión más básico. Este equipo se basa en un tubo de pequeño diámetro (entre 0.6 a 2.8 mm) y espesor de 1 mm donde la longitud determina la potencia que se entregará, ya que se basa en pérdida de carga del tubo capilar. Este órgano de expansión resulta muy fiable ya que no dispone de componentes mecánicos, y entregará un caudal de fluido refrigerante constante.

Esta expansión por lo tanto no permite ajustar la inyección de fluido refrigerante en el evaporador en base a la carga térmica y condiciones de enfriamiento del condensador.

El circuito de frío deberá estar en condiciones perfectas, es decir, sin suciedad y deshidratado para garantizar la integridad del capilar.

El capilar no interrumpe el contacto entre la baja presión y alta presión en el momento de paro, permitiendo, por lo tanto, un equilibrio de presiones y facilita el arranque del compresor.

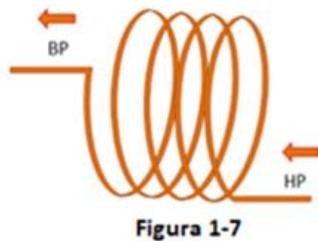


Figura 1-7: Esquema de expansión capilar («Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo», 2015).

Figura 1-8: Foto de tubo capilar CHAVE CATRACA («Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo», 2015).

Expansión termostática

Este tipo de expansión garantiza la alimentación en fluido refrigerante del evaporador considerando la carga térmica (cantidad de calor que se debe absorber). Para mantener un sobrecalentamiento constante, el bulbo de la expansión se posiciona a la salida del evaporador. Este elemento asegura y garantiza que el cambio de estado del fluido refrigerante se realice en su totalidad en el evaporador, actuando sobre la presión de entrada en el evaporador. La potencia de la máquina

de frío es por lo tanto variable, con un límite máximo fijado por la boquilla del sistema de expansión. (Tamaños de las boquillas 0, 01, 02, 03, 04, 05, 06). Cuando la boquilla del sistema de expansión está mal dimensionada, es posible que se produzcan efectos de bombeo. En la figura 1-9 se puede observar el esquema de la expansión termostática y en la figura 1-10 el modelo DANFOSS TEX2N de expansión termostática.

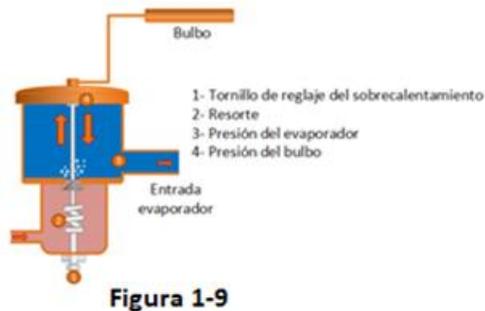


Figura 1-9: Esquema de expansión termostática («Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo», 2015).

Figura 1-10: Válvula de expansión termostática DANFOSS TEX2N («Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo», 2015).

Expansión termostática a equilibrado de presión externa

Este tipo de expansión, se recomienda en los sistemas donde el evaporador dispone de una fuerte pérdida de carga (intercambiadores con multitud de filas, intercambiadores de tipo placas, entre otros). Este tipo de sistema de expansión no elimina o reduce las pérdidas de carga, pero permite compensarlas. La diferencia más relevante entre el sistema de expansión a equilibrado interno frente al externo, es la presencia de una conexión suplementaria a través de un tubo de pequeñas dimensiones a la salida del evaporador y el órgano de control.

Este sistema tiene la misma función que el sistema de expansión termostática, además de compensar el exceso de pérdida de carga en el evaporador. Para ello, se mide la presión a la salida del evaporador, implicando una entrada suplementaria en el sistema de expansión de presión externa.

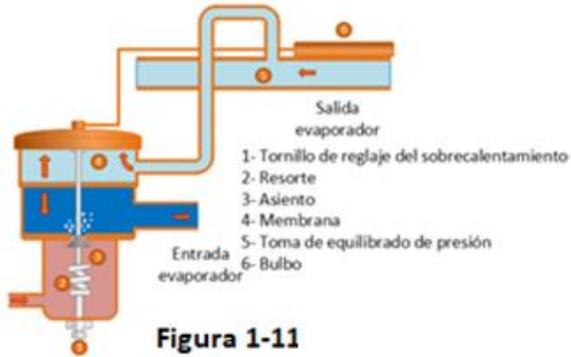


Figura 1-11: Esquema de expansión a equilibrado de presión («Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo», 2015).

Figura 1-12: Expansión termostática a equilibrado de presión DANFOSS («Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo», 2015).

Expansión a mando electrónico

Este sistema garantiza la alimentación en fluido refrigerante del evaporador considerando la carga térmica. Para mantener un sobrecalentamiento constante, el sistema de expansión es controlado por motor de pasos, que abre y cierra la entrada de la boquilla, asegurando la correcta alimentación en fluido del evaporador. Este tipo de expansión se suele utilizar en los sistemas de climatización Inverter (regulación de la potencia), que disponen de compresores a velocidad variable, y requieren de un ajuste del caudal de refrigerante. En la figura 1-13 se puede observar el modelo EMERSON CX2 de expansión electrónica.



Figura 1-13: Expansión electrónica EMERSON CX2 («Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo», 2015).

1.7 ENERGÍA SOLAR TÉRMICA.

1.7.1 RADIACIÓN SOLAR.

La radiación solar que llega a la superficie de la atmósfera terrestre procede del sol es la principal fuente de energía a partir de la cual se desarrollan todos los procesos en el sistema tierra-atmósfera-océano (Díaz, 2005), como se muestra en la Figura 1-14, esta es vital en los procesos biológicos (fotosíntesis), ecológicos (modificación de ecosistemas) y fotoquímicos (formación y descomposición de contaminantes) (Antón et al., 2017; Wild, 2012), siendo el principal responsable del ciclo del agua, los cambios de presión, la formación de vientos, y de garantizar la temperatura ambiente en el globo terráqueo, haciéndolo habitable (Izquierdo, 2010). La proporción de energía que este sistema recibe del sol es superior al 99.9%. Además, es el origen del resto de fuentes energéticas de nuestro planeta, a excepto de la energía geotérmica y la energía nuclear (Pomares, 2012).

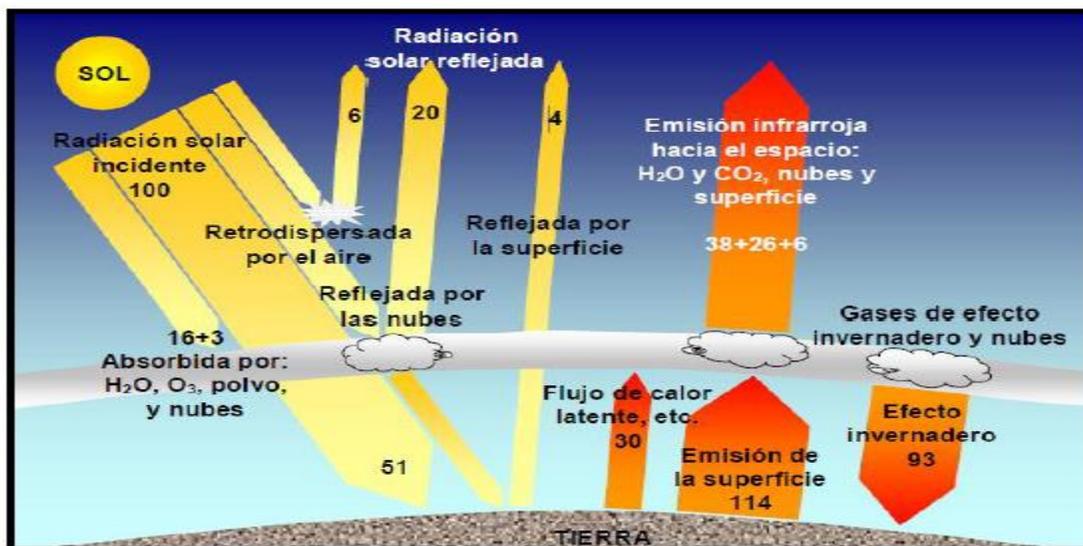


Figura 1-14 – Diagrama de porcentaje de radiación solar («Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo», 2015).

El balance medio de energía para el sistema climático mundial muestra que la superficie de la tierra absorbe aproximadamente la mitad de la radiación solar incidente, la cual se encuentra situada entre las longitudes de onda 0.2 a 0.4 μm (espectro de onda corta). Dicha radiación, calienta la superficie de la tierra que, a

su vez, emite energía en la región infrarroja de 4 a 100 μm (espectro de onda larga) (Díaz, 2005).

La variación de la radiación solar, cuya contribución al calentamiento global desde el comienzo del periodo industrial ha sido seis veces menor que de los Gases de Efecto Invernadero (GEI) (Barros, 2005). Además, la estimación de la actividad solar para los próximos cien años es uno de los problemas actuales en Física Solar debido al posible suceso de un futuro de la disminución solar, probablemente tendrá un impacto en el clima de la tierra (Velasco et al., 2015). En la tabla 1-2 se puede observar los factores de corrección de unidades.

Tabla 1-2: Factores de corrección de unidades («ATLAS DE ENERGÍA SOLAR DEL PERÚ», 2003).

Unidad de Origen	Factor de corrección multiplicar por	Unidad de destino
kW h/m ²	85,984194	ca/cm ²
	3,6	MJ/m ²
MJ/m ²	277,777778	W h/m ²
J/cm ²	2,777778	W h/m ²
	0,238845	ca/cm ²
kJ/m ²	0,0238845	ca/cm ²
J/m ²	0,000277778	W h/m ²
Ly = ca/cm ²	11,622447	W h/m ²
	0,0418682	MJ/m ²

Espectro electromagnético

El espectro electromagnético está formado por el conjunto de radiaciones monocromáticas que componen la radiación electromagnética (Antón et al., 2017). Así mismo, las cargas eléctricas estacionarias producen campos eléctricos y las cargas eléctricas en movimiento campos eléctricos y magnéticos. Los cambios cíclicos de estos campos producen radiación electromagnética, que consiste en una oscilación perpendicular de un campo eléctrico y magnético. La radiación

electromagnética transporta energía de un punto a otro y se mueve a la velocidad de la luz (siendo esta un tipo de radiación electromagnética). Independientemente de su frecuencia y longitud de onda todas las ondas electromagnéticas se desplazan en el vacío a una velocidad de la luz (C) igual 299792 Km/s (Casal, 2010).

Se debe diferenciar entre los espectros de radiación solar y terrestre, ya que el primero es la radiación emitida por el sol, y el segundo emitida por el planeta tierra debido a su temperatura. Ambos espectros abarcan diferentes intervalos de longitud de onda (), como se muestra en la Figura 1-15. El espectro de radiación terrestre tiene importantes aplicaciones en las técnicas de teledetección y determinación de componentes atmosféricos (Román, 2010); además, la radiación UV constituye el 8% de la radiación solar extraterrestre (Antón, 2007).

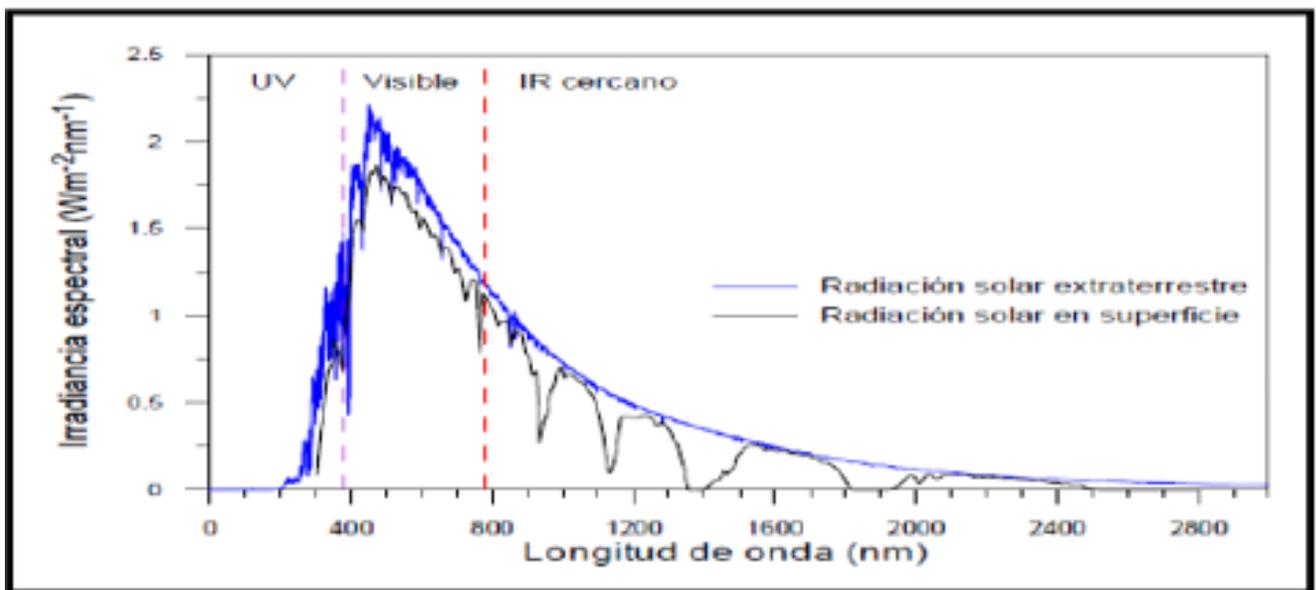


Figura 1-15: Espectro de radiación solar, extraterrestre y en la superficie (Román, 2010).

El espectro de radiación solar se divide en tres intervalos según sus características, ultravioleta (UV, 100-400nm), Visible (400-720nm), e infrarrojo-cercano (720-3000 nm) (Antón, 2007) como se muestra en la Figura 1-15. El intervalo visible es el único perceptible por el ojo humano, y corresponde a la franja del espectro solar en los valores más altos de irradiancia, siendo el máximo el espectro extraterrestre a 475

nm (azul). El espectro infrarrojo abarca las longitudes de onda menos energéticas del espectro solar (Román, 2010).

En función de los efectos biológicos producidos por la radiación UV se distinguen tres zonas en el espectro ultravioleta como se puede observar en la figura 1-16. La UVC comprende las longitudes de onda (100nm-290nm), UVB comprende (290nm-320nm) y UVA (320nm-400) (Antón, 2007).

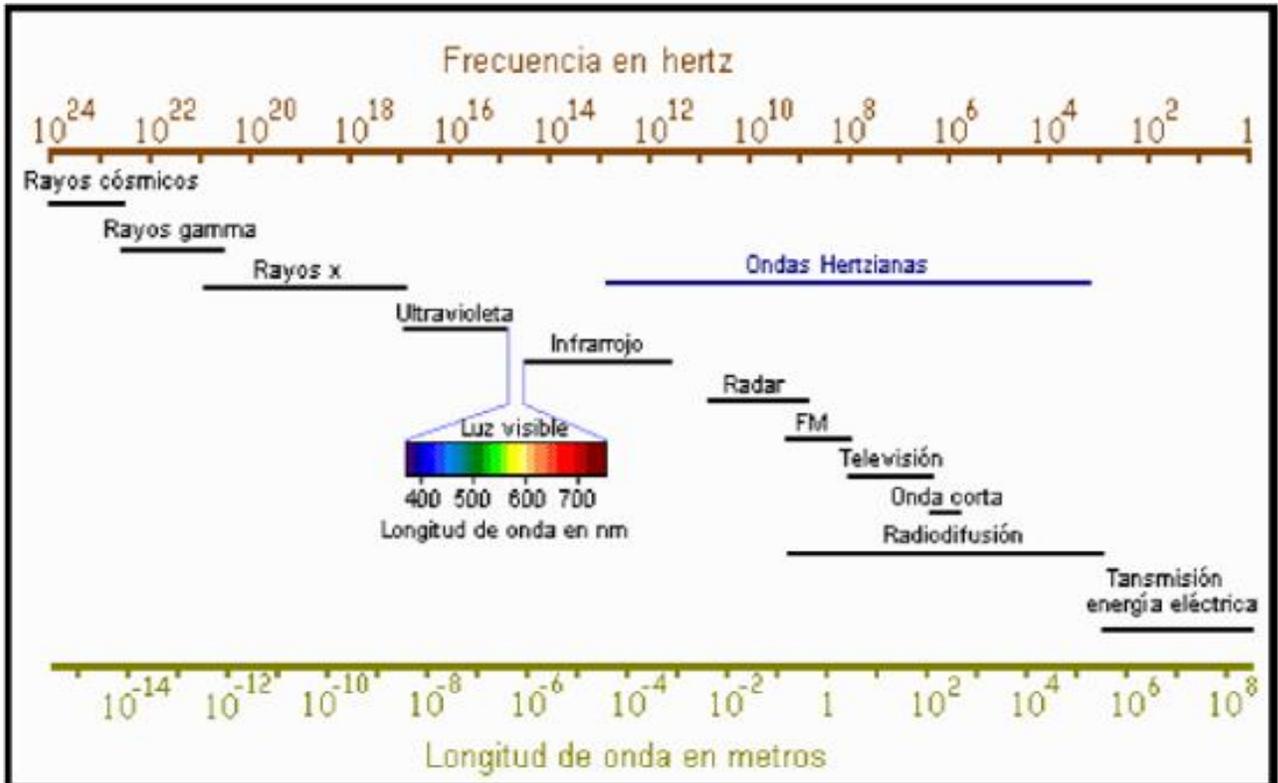


Figura 1-16: Espectro Electromagnético (Román, 2010).

1.7.2 INSTRUMENTOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LA ENERGÍA SOLAR DISPONIBLE.

Antes de emprender un proyecto con fines de aprovechamiento de la energía solar primero se debe verificar qué cantidad de energía solar llega a dicho lugar, o sea que irradiancia solar recibirá por unidad de superficie, es por ello que debemos de valernos de instrumentos de medición que se permita conocer esos valores para

determinar la viabilidad del proyecto. Acá presentaremos los sensores de medida de la radiación solar.

Para la medida de radiación solar se utilizan los radiómetros, los cuales pueden ser de dos tipos: piranómetros y pirheliómetros. La forma principal de actuación de estos sensores es la conversión de la energía proveniente del sol en otro tipo de energía, principalmente eléctrica, de forma que esta última pueda ser medida de una forma mucho más sencilla. Esta energía dependerá, por otra parte, de la inclinación, y en su caso de la orientación, en la que este situado el sensor, debido a que no sería lo mismo registrar la radiación incidente en una superficie horizontal que en una vertical, por razones obvias. En la tabla 1-3 se muestran los principales equipos que se utilizan para medir la radiación solar.

Tabla 1-3. Instrumentos meteorológicos para la medida de la radiación

Clasificación del instrumento	Parámetro que se desea medir	Uso principal	Ángulo de visión (sr)
Pirheliómetro absoluto	Radiación solar directa	Patrón primario	5×10^{-3}
Pirheliómetro	Radiación solar directa	a) Patrón secundario para calibraciones b) Red	5×10^{-3}
Pirheliómetro espectral	Radiación solar directa en bandas espectrales anchas	Red	5×10^{-3}
Fotómetro solar	Radiación solar directa en bandas espectrales estrechas	a) Patrón b) Red	1×10^{-3}
Piranómetro	a) Radiación global b) Radiación difusa c) Radiación reflejada	a) Patrón de trabajo b) Red	2p
Piranómetro espectral	Radiación solar global en bandas espectrales anchas	Red	2p
Pirgeómetro	a) Radiación de onda larga b) Radiación de onda larga descendente	Red	2p
Pirradiómetro	Radiación total	Patrón de trabajo	2p
Pirradiómetro diferencial	Radiación total neta	Red	4p
Heliógrafo	Brillo solar	Red	4p

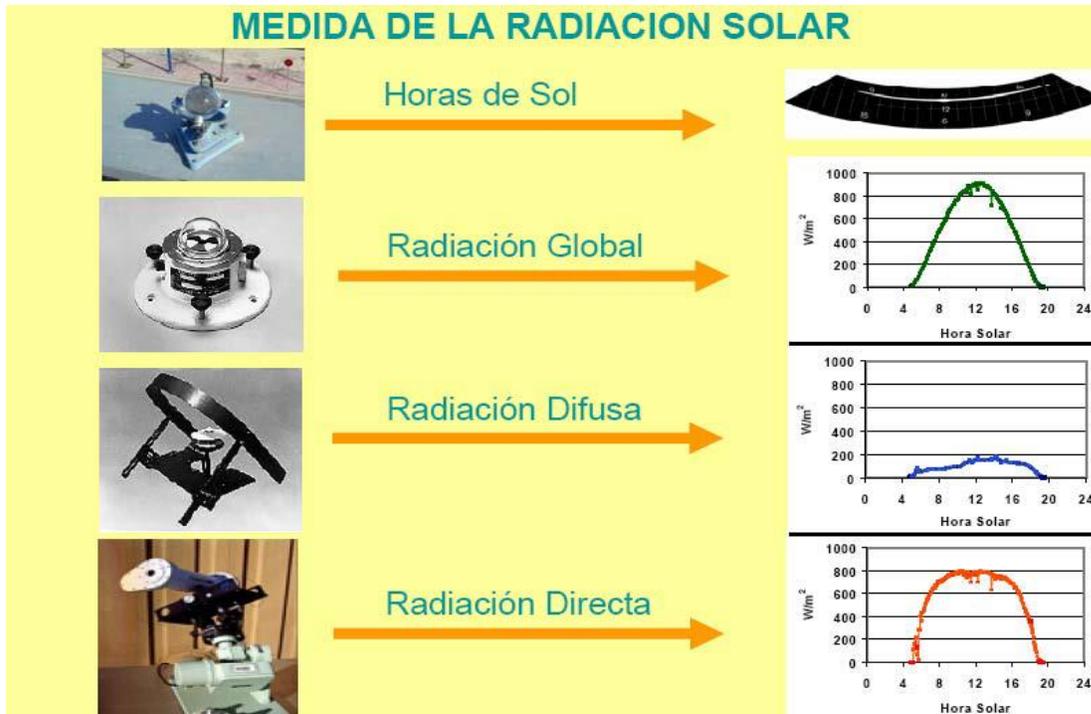


Figura 1-17. Instrumentos meteorológicos para la medida de la radiación (Daniel Pérez Carrasco. (2018).

Pirheliómetros

La figura 1-17 muestra algunos instrumentos meteorológicos para la medida de la radiación solar directa uno de ellos es el pirheliómetro mostrado en la figura 1-18, de los términos griegos fuego, sol y medida, instrumento de tipo telescópico con una apertura de pequeño diámetro. Las superficies receptoras del pirheliómetro deben mantenerse en todo momento perpendiculares a la dirección de la radiación solar, por lo que el uso de un sistema de seguimiento adecuado (solar tracker) es ineludible. Las aperturas de este dispositivo están dispuestas de forma que sólo la radiación procedente del disco solar y de una estrecha franja anular en torno al mismo alcanzan el receptor.

Un pirheliómetro absoluto de cavidad está básicamente constituido por una cavidad (receptor) y sensores calorimétricos diferenciales auto calibrados eléctricamente. La radiación solar que atraviesa la apertura de precisión se absorbe en un receptor y se determina su valor mediante la sustitución de la radiación solar

por el calor aportado por una corriente eléctrica, que se disipa en un bobinado calorífico muy próximo al lugar donde tiene lugar la absorción de la radiación.



Figura 1-18: Pirheliómetro NIP montado sobre seguidor solar (Daniel Pérez Carrasco. (2018).

Piranómetros

La Organización Meteorológica Mundial define radiación global como la radiación solar en el intervalo espectral de 0.3 a 3 μm recibida sobre una superficie plana horizontal desde un ángulo sólido de 2π sr.

La radiación global es la suma de la radiación que procede directamente del disco solar (radiación directa) y de la radiación solar dispersada a su paso por la atmósfera (radiación difusa). La medida de la radiación global se realiza por medio de piranómetros, de las palabras griegas fuego, hacia arriba y medida.

Los piranómetros de uso más extendido, como el Eppley modelo PSP, constan de dos cúpulas, cuya función principal es filtrar la radiación infrarroja procedente de la atmósfera y la radiación de onda corta procedente del sol, evitando que alcance al receptor. Éste está constituido por una termopila, cuya unión caliente está recubierta de una pintura de alta absorción. El cuerpo del instrumento, constituido por una pieza cilíndrica de bronce protegida por un disco de guarda pintado para reducir la absorción de irradiancia solar, aloja la circuitería electrónica

y sirve de sumidero de calor para la unión fría de la termopila. El instrumento está dotado de un desecante para evitar la condensación en el interior del instrumento y de un nivel de burbuja para facilitar la nivelación. Mientras que su respuesta espectral es prácticamente plana en todo el intervalo de interés, la mayor fuente de incertidumbre es su respuesta direccional. Se muestra la figura 1-19 el piranómetro SR11



Figura 1-19: Piranómetro SR11 de Hukseflux («Sistemas de medición eólica y solar», 2020).

Cabe notar que existe otros tipos de Piranómetros.

Heliógrafos

Aunque no estrictamente una medida radiométrica, la heliofanía está directamente relacionada con la radiación solar y, en particular, con la radiación visible. De hecho, la condición de sol brillante puede asociarse a la aparición de sombras tras objetos iluminados. La WMO (1991) define el número de horas de sol o heliofanía como la suma del subperíodo para el que la irradiancia solar directa supera $120 \text{ W}\cdot\text{m}^2$. La heliofanía tiene dimensiones de tiempo, y se mide en horas o segundos. También es frecuente emplear el término heliofanía relativa, definido como el cociente entre la heliofanía real y la máxima posible.

Existen diversos métodos de medida de la heliofanía, algunos de los cuales se describen brevemente a continuación:

Método de quemadura. Se basa en el empleo de una banda de papel o cartulina y un dispositivo concentrador. Cuando la irradiancia supera un cierto valor umbral, la radiación concentrada produce una quemadura sobre la banda. La heliofanía se obtiene midiendo la longitud de la traza quemada. El más conocido de los instrumentos basados en este método es el heliógrafo de Campbell-Stokes.



Figura 1-20: Banda curvada larga (Pelayo Arce, 2004)

Método pirheliométrico. Basado en la detección pirheliométrica del umbral de $120 \text{ W}\cdot\text{m}^2$ definido por la WMO. Los valores de heliofanía pueden obtenerse de la lectura de contadores de tiempo activados por las transiciones en sentido directo (de período no soleado a período soleado) e inverso. Este método requiere el empleo de un pirheliómetro combinado con dispositivos de detección del umbral y registro de tiempo. Alternativamente, la determinación de la heliofanía puede realizarse a partir de registros de irradiancia directa.

Método piranométrico. Basado en la medida simultánea de radiación global y difusa para obtener, mediante substracción y cálculo, el valor de la irradiancia directa normal. Requiere dos piranómetros, uno de ellos equipado con banda de sombra, y un dispositivo electrónico o computarizado capaz de discriminar las transiciones a través del valor umbral y registrar los tiempos.

Método de contraste. Basado en la discriminación de los contrastes entre un grupo de sensores situados en distintas posiciones relativas al Sol. Las diferencias

de señal entre los sensores permiten determinar las transiciones de irradiancia a través del umbral. Normalmente, estos instrumentos están equipados con células fotovoltaicas combinadas con discriminadores electrónicos y contadores de tiempo.

- Método de exploración. Basada en la discriminación de la irradiancia recibida de pequeños sectores del cielo que son explorados continuamente. Este tipo de instrumentos suelen constar de un solo sensor y están equipados con un dispositivo de tipo rotatorio que permite la exploración continua del cielo.

1.8 COLECTORES SOLARES.

El colector solar térmico es el principal componente del sistema de captación y el elemento más representativo de las instalaciones solares térmicas. Además de producir el calor de manera eficiente, el colector debe estar diseñado para soportar la continua exposición a condiciones exteriores (lluvia, granizo, polvo) y para resistir las temperaturas extremas, tanto altas como bajas, a las que va a estar sometido.

El tamaño de los colectores más utilizados se encuentra en el rango de los 2 m², aunque se fabrican colectores de muchos tamaños diferentes. El peso por metro cuadrado aproximado de un colector plano con cubierta de vidrio, que es el más utilizado en instalaciones de ACS, varía entre 15 kg/m² y 25 kg/m².

A continuación, se enuncian diferentes tipos de colectores solares:

1.8.1 COLECTOR SOLAR PLANO

Este tipo de colectores solares se compone de un sistema absorbedor metálico con recubrimiento selectivo a través de procesos electroquímicos, dentro de una caja metálica aislada y con una cubierta de vidrio o policarbonato.

Son usados en el hogar para sistemas de calefacción y calentar agua, de misma manera que en sistemas comerciales y piscinas. Estos dispositivos se encuentran dentro de los captadores de baja temperatura hasta 80 °C. Se pueden montar como parte del techo o solos de manera independiente.

En la figura 1-21 se indican los componentes principales de un colector solar plano. En lo que sigue se describiría cada elemento por separado.

CUBIERTA TRANSPARENTE

La cubierta es un elemento plano de material transparente que además de reducir las pérdidas por radiación y convección, asegura la estanqueidad del colector protegiendo a los componentes interiores, frente a agentes externos (lluvia, humedad, etc.), para evitar su deterioro.

Mayoritariamente se utilizan cubiertas de vidrio en lugar de cubiertas plásticas ya que estas últimas se suelen degradar por efectos de la radiación solar ultravioleta y las altas temperaturas y, además, por su mayor dilatación térmica requiere especial cuidado para asegurar la estanqueidad.

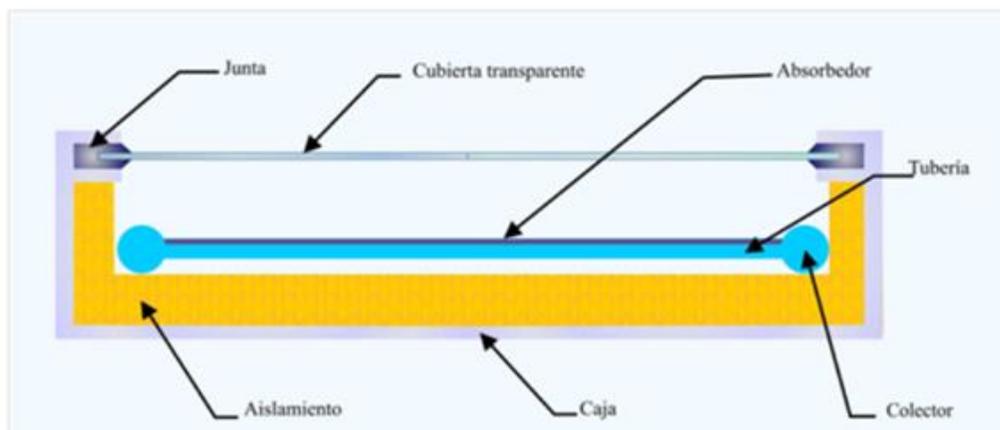


Figura 1-21: Esquema de partes de un colector de placa plana («Criterios generales de colectores solares», 2015).

Las cubiertas de vidrio deben tener un espesor mínimo (normalmente entre 3 mm y 4 mm) que garantice la resistencia mecánica, evite su rotura y garantice la resistencia mecánica del conjunto.

Para absorber la diferente dilatación térmica de los componentes del colector e impedir la entrada de agua, se utilizan juntas elásticas entre la cubierta y la carcasa. El material de estas juntas debe ser resistente a la radiación solar, a las

temperaturas extremas y a la humedad. Se suelen utilizar juntas de silicona o de EPDM (caucho de Etileno Propileno Dieno tipo M).

ABSORBEDOR

Es el componente que transforma la radiación solar en energía térmica y consiste, normalmente, en una superficie metálica plana que tiene adosadas, generalmente mediante soldadura, unas tuberías metálicas por las que circula el fluido de trabajo para evacuar el calor. El absorbedor puede ser de lámina entera o en bandas como se puede apreciar en la figura 1-22.

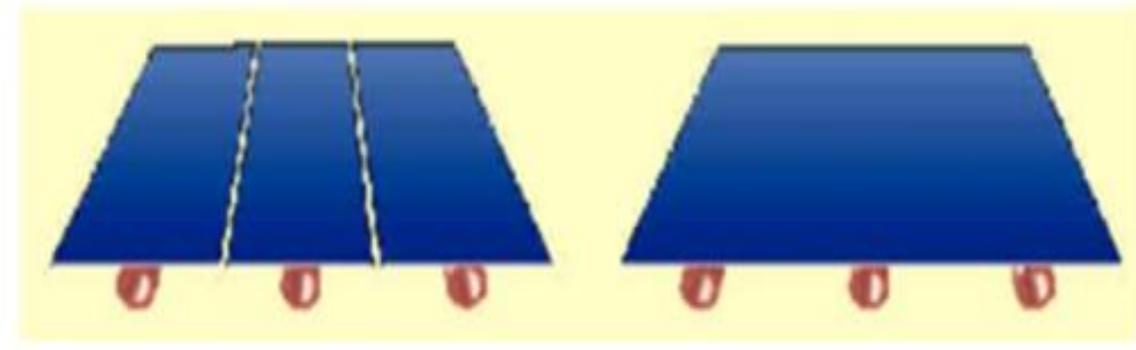


Figura 1-22: Absorbedores de bandas y de lámina entera («Criterios generales de colectores solares», 2015)

El material habitualmente empleado para el absorbedor, ya sea en lámina entera o en bandas, es el cobre y, en menor medida, aluminio o acero. El cobre también es el material más empleado en las tuberías debido a su buena conductividad térmica y resistencia a la corrosión. Un buen contacto térmico entre la parte plana del absorbedor y las tuberías es imprescindible para facilitar la transferencia de calor por conducción. En ese sentido, es importante destacar las ventajas que tiene el uso de soldaduras –habitualmente por ultrasonidos o láser– frente a otras técnicas menos fiables (como el apriete mecánico).

AISLAMIENTO DEL COLECTOR

El aislamiento en la parte posterior y en los laterales de la carcasa permite reducir las pérdidas térmicas por conducción. Normalmente se utiliza lana de vidrio o lana mineral y, algunas veces, poliuretano rígido. En este último caso, se deben tomar medidas para que no le afecten las elevadas temperaturas de estancamiento del colector lo que, normalmente, se realiza incorporando una capa de lana mineral intermedia entre el absorbedor y el poliuretano.

Para asegurar el correcto funcionamiento del aislamiento del colector es necesario, además de que el material soporte la máxima temperatura que se pueda alcanzar y de que no vaporice, evitar que se pueda deteriorar por la entrada de agua en el interior del colector produciendo la pérdida de sus propiedades aislantes. Además, el incremento de su volumen debido al agua puede provocar la deformación del colector.

CARCASA

Es la caja que contiene al resto de los componentes, los protege del exterior y da rigidez al conjunto. La carcasa debe tener una elevada resistencia mecánica, un buen comportamiento frente a la corrosión y a las variaciones de temperatura. Habitualmente se emplea aluminio, acero inoxidable, acero galvanizado y lacado o material plástico reforzado con fibra de vidrio.

Normalmente se fabrican las carcasas con perfiles extruidos para construir el marco y una lámina plana en el fondo. No obstante, también se utilizan carcasas realizadas con una única chapa, normalmente de aluminio, a la que se le da forma por embutición.

Para dar estanqueidad a las conexiones de entrada y salida del colector se suelen emplear juntas de silicona, caucho o EPDM, cuya temperatura máxima de trabajo supera las temperaturas de estancamiento normales.

1.8.2 COLECTORES SOLAR PLANO SIN CUBIERTA

Este tipo de colectores, sencillos y baratos, consisten en un absorbedor, pero carecen de la cubierta transparente. No incluyen ningún aislamiento adicional, de manera que la ganancia de temperatura queda limitada a unos 20 °C sobre la del aire del ambiente, son los más adecuados para aplicaciones de baja temperatura. Actualmente, son utilizados para la calefacción de piscinas al aire libre, pero existen otros mercados, incluidos los de calefacción de temporada en las piscinas cubiertas, calefacción de agua para lavar coches, y calefacción del agua utilizada en piscicultura. También existe un mercado potencial de estos colectores para calentamiento de agua en lugares remotos, como campamentos de verano. Los absorbedores de estos colectores son generalmente de plástico negro tratado para resistir la luz ultravioleta, o están contruidos por tubos de metal o plástico recubiertos de pigmentos ennegrecidos por los que circula el agua (Figura 1-23). Dado que estos colectores no tienen cubierta, una gran parte de la energía solar absorbida se pierde principalmente por convección.



Figura 1-23: Colector de placa plana sin cubierta (Orna Hernández, 2012)

1.8.3 COLECTOR SOLAR PARABÓLICO

Mostrado en la figura 1-24 estos colectores, a veces conocidos como canales parabólicos, usan materiales altamente reflectantes para recoger y concentrar la energía térmica de la radiación solar.

Estos colectores están compuestos por secciones reflectantes de forma parabólica conectadas a un canal largo.

Se coloca una tubería que transporta agua en el centro de esta depresión, de modo que la luz solar recogida por el material reflectante se enfoque en la tubería, calentando el contenido.

Estos son colectores de alta potencia y, por lo tanto, generalmente se utilizan para generar vapor para la generación de electricidad y no se usan en aplicaciones residenciales.

Estos canales pueden ser extremadamente efectivos en la generación de calor del Sol, ya que pueden mover, siguiendo al Sol en el cielo para garantizar la máxima absorción de luz solar.



Figura 1-24: Colector solar parabólico («Concentrador Solar - Tubo calo-portador», 2018).

1.8.4 COLECTOR DE FOCO DE PUNTO

Mostrado en figura 1-25 estos tipos de concentradores solares son platos parabólicos grandes compuestos de un material reflectante que enfoca numerosos haces de luz paralelos en un solo foco.

El agua fluye a través de este foco y se calienta en el proceso. El calor de estos colectores se usa para generar vapor o para conducir motores Stirling.

Aunque son muy efectivos en la recolección de luz solar, deben rastrear activamente el Sol a través del cielo para que tenga algún valor. Estos platos pueden funcionar solos o combinarse en una matriz para reunir aún más energía del sol.



Figura 1-25: Colector solar de foco de punto («Tipos de colectores solares: distintos sistemas para calentar agua», 2018).

1.8.5 COLECTOR SOLAR DE TUBOS DE VACÍO

Estos colectores se componen de un conjunto de tubos de vacío (o evacuados) cada uno de los cuales contienen un absorbedor (generalmente una plancha de metal con tratamiento selectivo o de color negro), el cual recoge la energía solar y la transfiere a un fluido portador (calo-portador). Gracias a las propiedades aislantes del vacío, las pérdidas de calor son reducidas y pueden alcanzar temperaturas en el rango de 77 °C a 177 °C. De esta manera, este tipo de colectores resultan particularmente apropiados para aplicaciones de alta temperatura. Por su forma cilíndrica, aprovechan la radiación de manera más efectiva que los colectores planos, al permitir que los rayos de sol incidan de forma perpendicular sobre los

tubos durante la mayor parte del día. Estos colectores son hasta unos 30% más eficientes que los colectores planos, pero son bastante caros, por unidad de superficie suelen costar aproximadamente el doble que un colector de placa plana. En los últimos años la China ha perfeccionado la construcción de este tipo de colectores a precios competitivos con los colectores planos y ha entrado a competir con éxito en el mercado mundial. En la actualidad la China está produciendo el 70 % de los colectores usados a nivel mundial. Están bien adaptados para aplicaciones industriales de calefacción y también puede ser una alternativa eficaz a los colectores de placa plana para la calefacción doméstica, especialmente en regiones donde hay poca radiación o escasa heliofanía. La técnica de vacío utilizada por los fabricantes de tubos fluorescentes, entre otros, se ha desarrollado hasta el punto de hacer rentable la producción en masa y la comercialización de sus equipos. Mediante la aplicación de esta tecnología, ha sido posible la construcción de los colectores solares de vacío que se comercializan en la actualidad y el mantenimiento de su elevado vacío. Debido a sus características geométricas, reciben el nombre de colectores de tubos de vacío. Existen dos tipos de colectores tubulares de vacío, según sea el método empleado para el intercambio de calor entre la placa y el fluido caloportador:

- De flujo directo.
- Con tubo de calor (heat pipe)

De Flujo Directo

En la figura 1-26 se muestra el principio de funcionamiento de tubo de flujo directo y el de colector de tubo de vacío consisten en un grupo de tubos de vidrio dentro de cada uno de los cuales hay una aleta de aluminio absorbedor, conectada a un tubo de metal (normalmente cobre) o tubo de vidrio. La aleta posee un recubrimiento selectivo que absorbe la radiación solar, e inhibe la pérdida de calor radiactivo. El fluido de transferencia de calor es el agua y se distribuye a través de las tuberías, una para la entrada del líquido y el otro para la salida de fluidos (Figura 1-27). Los colectores de tubos de vacío de corriente directa vienen en varias variedades de acuerdo al tipo de tubería utilizada.

1. Fluido concéntrico de entrada y salida (vidrio-metal). Estos utilizan un único tubo de vidrio. Dentro de este está la tubería de cobre adosada a la aleta. Este tipo de construcción permite que cada una de las tuberías roten para otorgar el ángulo de inclinación deseado y permitir la máxima absorción en la aleta, aun cuando el colector se monta horizontalmente. El diseño de vidrio y metal es eficiente, pero pueden tener problemas, las diferentes tasas de expansión térmica del vidrio y los tubos de metal pueden hacer que la junta entre ellos se debilite y provocar una pérdida de vacío. Sin el vacío, la eficiencia de estos colectores no es mejor, y puede ser peor que la de un colector de placa plana.
2. Tuberías de entrada y salida separadas (vidrio-metal). Este es el tipo tradicional de colectores de tubos de vacío. El absorbedor puede ser plano o curvo. Como en el caso del diseño de tubos concéntricos, la eficiencia puede ser muy elevada, sobre todo cuando se requieren temperaturas de trabajo relativamente bajas. La posible pérdida de vacío después de algunos años de funcionamiento vuelve a ser el inconveniente.

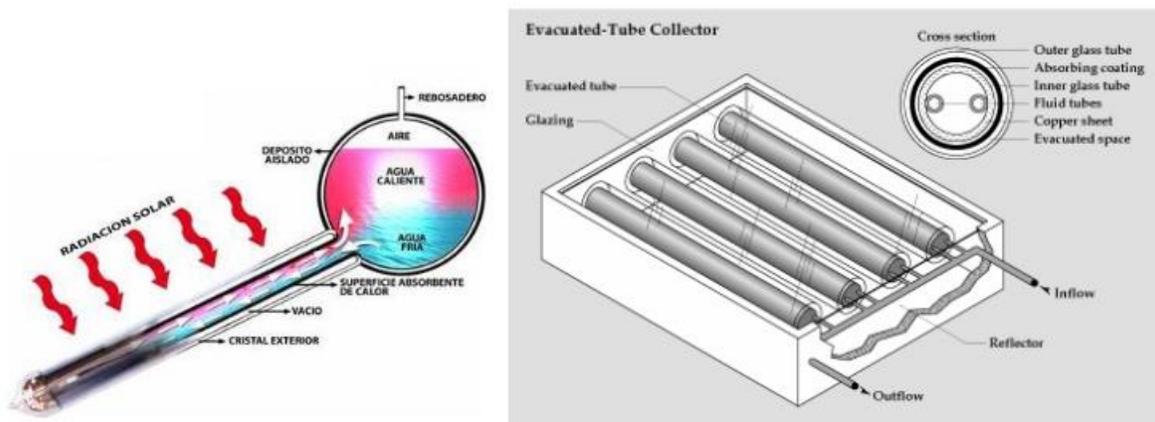


Figura 1-26: a) Principio de Funcionamiento Tubo de Flujo Directo («Captadores TUBOS DE VACÍO», 2020). b) Colector de tubo de vacío de flujo directo («Captadores TUBOS DE VACÍO», 2020)

3. Dos tubos de vidrio fundido juntos en un extremo (vidrio-vidrio). El tubo interior está revestido con un absorbedor integrado cilíndrico de metal. En general no son tan eficientes como los tubos de vidrio-metal, pero son más

baratos y tienden a ser más confiables. Para aplicaciones de muy alta temperatura, los tubos de vidrio-vidrio pueden ser más eficientes que sus homólogos de vidrio y el metal.

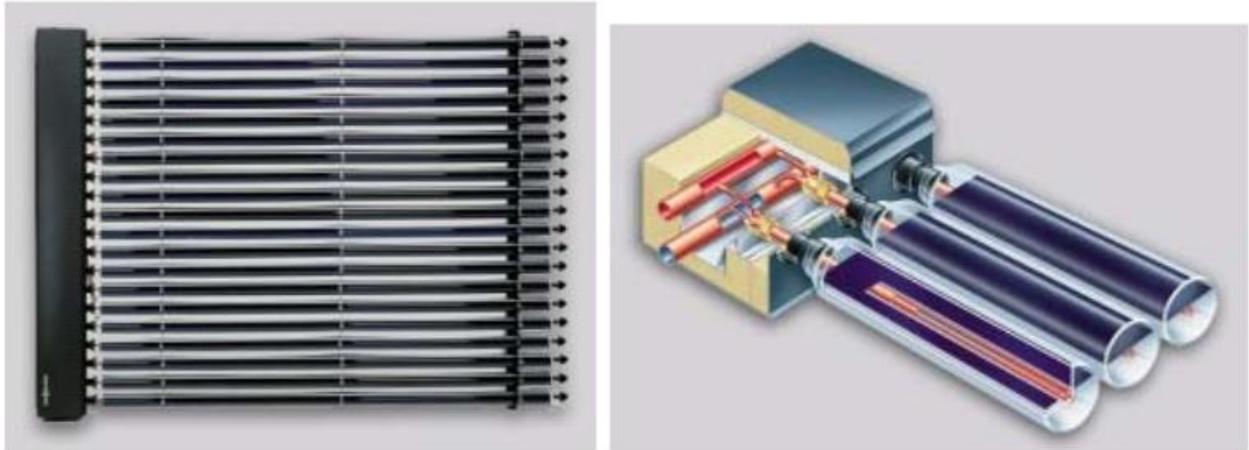


Figura 1-27: a) Colector Solar de Tubo de vacío de Flujo Directo («Captadores TUBOS DE VACÍO», 2020). b) Esquema de conexión de los tubos («Captadores TUBOS DE VACÍO», 2020)

Con Tubo de Calor (Heat Pipe)

En este sistema los tubos de vacío llevan un fluido vaporizante que no puede salir del interior del tubo y que funciona como caloportador. Este fluido se evapora por efecto de la radiación solar, asciende hasta el extremo superior del tubo que se encuentra a temperatura inferior, esto hace que el vapor se condense, ceda su energía y retorne a su estado líquido cayendo por acción de la gravedad a la parte inferior del tubo, donde al recibir más radiación, vuelve a evaporarse y comienza un nuevo ciclo (Figura 1-28). Los tubos de calor son considerados como los “superconductores” del calor, debido a su muy baja capacidad calorífica y a su excepcional conductividad (miles de veces superior a la del mejor conductor sólido del mismo tamaño). El uso del tubo de calor está muy extendido en la industria y, basándose en este principio de funcionamiento se fabrican los actuales colectores de vacío con tubo de calor.

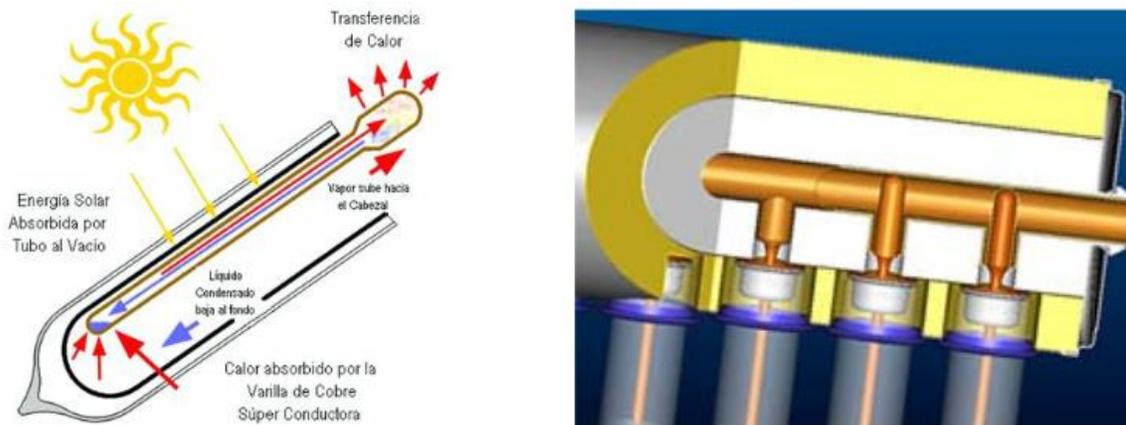


Figura 1-28: a) Principio de Funcionamiento del Tubo de Calor (Mosquera, 2011). b) Colocación de tubos en el colector («Captadores TUBOS DE VACÍO», 2020)



Figura 1-29: a) Colector Solar de Tubo de Vacío Heat Pipe («Captadores TUBOS DE VACÍO», 2020). b) Distintos tipos de Tubos de Calor («Captadores TUBOS DE VACÍO», 2020)

Una ventaja del sistema de tubos de calor sobre el de flujo directo es la conexión "seca" entre el absorbedor y la cabecera, lo que hace más fácil la instalación y también significa que los tubos se pueden cambiar sin vaciar el fluido de todo el sistema (Figura 1-29 b).

1.8.6 COLECTOR SOLAR LINEAL FRESNEL

Los colectores Fresnel tienen dos variaciones: el colector de lente de Fresnel (FLC), y el colector solar lineal de Fresnel (CLF), que se muestran en la figura 1-30. El primero es una superficie que refracta los rayos solares a través de una serie de facetas, está hecho de un material plástico, con una geometría diseñada para

enfocar los rayos solares hacia un punto de recepción, mientras que en el segundo unos grandes espejos planos ligeramente curvados concentran la radiación solar hacia un tubo absorbedor fijo, a través del que se calienta el agua y se convierte en vapor directamente. (Kalogirou, 2014) (SALGUERO, 2008).

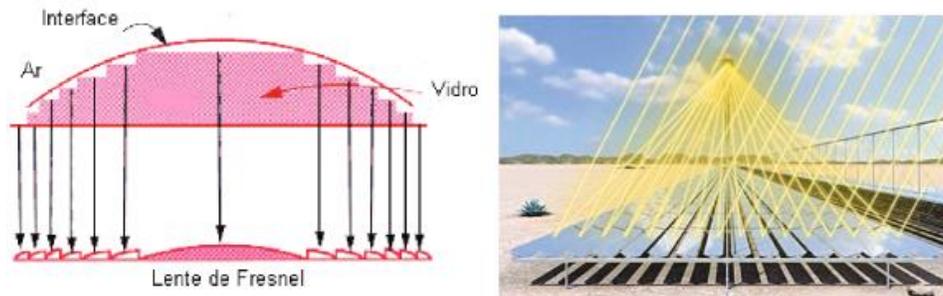


Figura 1-30: a) Lente de Fresnel (Monreal, 2012), b) Colector lineal de Fresnel (Monreal, 2012)

Los CLF son un tipo de colector de Fresnel como se muestra en la figura 1-31 los mismos que están constituidos básicamente por un conjunto de reflectores (espejos largos y delgados) que concentran la radiación solar en un absorbedor elevado, situado en un punto focal común de los reflectores. Los espejos concentran la energía transfiriéndola a un fluido caloportador. (ASADES, 2012) (Centro de artigos, 2014).

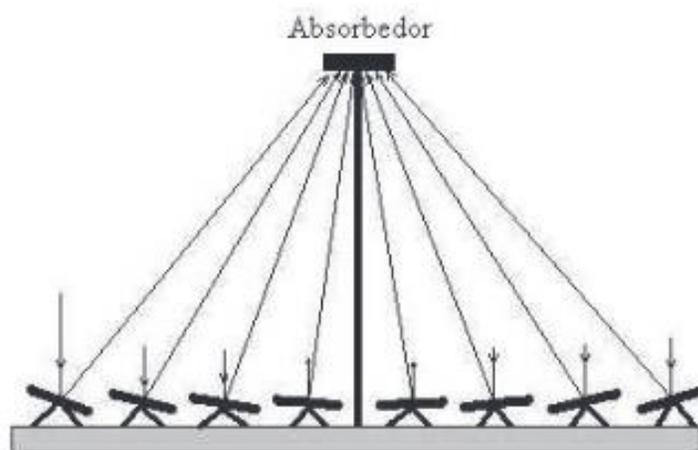


Figura 1-31: Esquema de reflector lineal tipo Fresnel (Monreal, 2012)

1.9 SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO POR ABSORCIÓN DE VAPOR.

1.9.1 CICLO TERMODINÁMICO DEL SISTEMA POR ABSORCIÓN DE VAPOR.

El refrigerante vaporizado en la zona de baja presión es absorbido por una solución que tiene afinidad fisicoquímica por dicho fluido y conocido como absorbente. La mezcla líquida resultante es bombeada a la zona de alta presión, donde el refrigerante es extraído de nuevo de la solución mediante la aportación de calor. En la Figura 1-32 se muestran los principales componentes de un ciclo de absorción de simple efecto. (Condensador, Generador, Absorbedor, Evaporador, Válvula de estrangulamiento)

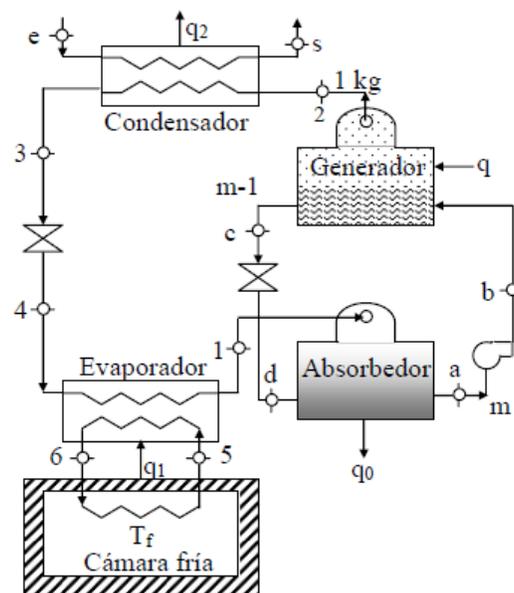


Figura 1-32: Ciclo de refrigeración por absorción simple (Romero, 2006).

1.9.2 REFRIGERANTES EN EL SISTEMA DE ABSORCIÓN DE VAPOR.

Los dos pares refrigerantes/absorbente más empleados en las máquinas de absorción son $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$; el primero de ellos, en aplicaciones preferentemente de refrigeración, y el segundo, en climatización.

Las disoluciones de bromuro de litio en agua son conocidas desde las primeras décadas del siglo XX. No serían introducidas en el mercado del aire

acondicionado por absorción hasta la década de los 50. En esta década se estudió su estabilidad térmica y su aplicación a máquinas de simple efecto.

- Agua / Bromuro de litio para aplicaciones de aire acondicionado generalmente: el agua es el refrigerante y el bromuro de litio es absorbedor
- Amoníaco / Agua para aplicaciones de refrigeración industrial (<5°C): en este caso, el amoníaco es el refrigerante y el agua el absorbedor.

Tabla 1-4: Ventajas y desventajas de las sustancias pares $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ para sistemas de absorción (Arnabat, 2007).

<i>Agua / Bromuro de Litio (LiBr)</i>	
Ventajas	Inconvenientes
El refrigerante agua tiene una alta capacidad calorífica	El sistema no puede enfriar a temperaturas menores del punto de congelación de agua
La solución de bromuro de litio no es volátil	El bromuro de litio es solvente en agua sólo limitadamente
Las sustancias no son tóxicas ni inflamables	El vacío demanda una alta impermeabilidad del sistema
<i>Amoníaco (NH₃) / Agua</i>	
Ventajas	Inconvenientes
El refrigerante amoníaco tiene una alta capacidad calorífica	Presión muy alta del refrigerante (tuberías más gruesas)
Aplicaciones de temperaturas muy bajas, hasta -60°C	Volatilidad del solvente (es necesaria una rectificación)
Propiedades muy buenas de transferencia de calor y masa	Toxicidad del amoníaco

En la tabla 1-4 se muestran las ventajas y desventajas del E bromuro de litio. LiBr es un compuesto químico de litio y bromo. Debido a su alta absorción de agua se usa en aplicaciones de refrigeración por absorción.

Propiedades físicas	
Apariencia	cristales
Densidad	3464 kg/m ³ ; 3,464 g/cm ³
Masa molar	86,845 g/mol
Punto de fusión	552 °C (825 K)
Punto de ebullición	1265 °C (1538 K)
Índice de refracción (n_D)	1,784
Propiedades químicas	
Solubilidad en agua	145 g/100 mL (4 °C) 166,7 g/100 mL (20 °C) 254 g/100 mL (90 °C)
Peligrosidad	
NFPA 704	

Figura 1-33: Propiedades físicas y químicas del bromuro de litio («Bromuro de litio», 2021).

Se ha elegido el par H₂O/LiBr debido a que el bromuro de litio es un sólido y este, al producirse una fuga en el sistema de aire acondicionado, no supondría en una evacuación de las personas que se encuentren en la zona inmediata al sistema, como si lo supondría si el sistema trabaja con amoníaco. Sus propiedades físicas y químicas se observan en la figura 1-33

1.10 COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

En los sistemas de refrigeración por absorción no se cuenta con un compresor, la función de este la sustituye el absorbente y el generador: el primero realiza la función de succionar al refrigerante figura 1-34, que es la función que realiza el compresor al succionar al refrigerante del evaporador, para elevar la presión del refrigerante se utiliza calor suministrado al generador, y que puede tener como fuente calorífica una resistencia eléctrica, calor residual o bien por medio de energía solar.

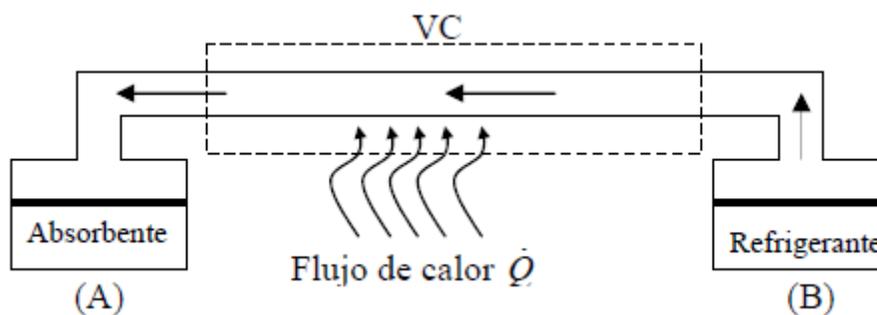


Figura 1-34: Succión del refrigerante por el absorbente (Cañadas Navarro & Torres Guzman, 2010).

A continuación, se definen los componentes del sistema de refrigeración por absorción.

1.10.1 EVAPORADOR.

A baja presión, el refrigerante llega al evaporador. El refrigerante se evapora tomando la energía necesaria de otro circuito (normalmente agua), produciéndose el efecto frigorífico. Es importante indicar la necesidad de que no se produzca arrastre de absorbente, ya que modificaría la presión de trabajo en el evaporador. En cuanto a las presiones de trabajo, en caso de trabajar con vapor de agua como refrigerante, seguiremos trabajando por debajo de la presión atmosférica, un poco más aún, mientras que si empleamos amoníaco seguiremos trabajando por encima de la presión atmosférica, aunque no tanto como en el condensador.

1.10.2 ABSORBEDOR.

Una vez abandonado el evaporador, el refrigerante se dirige hacia el absorbedor para cerrar el ciclo. Para ello se ponen en contacto el refrigerante y la solución concentrada que proviene del generador. La solución concentrada absorbe el refrigerante diluyéndose la solución, volviendo a las condiciones de partida. Dicho proceso de mezcla es exotérmico, por lo que es necesario evacuar el calor generado para que dicho calor no eleve la temperatura del absorbedor y se ralentice el proceso de mezcla. Para ello se emplea un circuito auxiliar de agua que evacua dicha energía y posteriormente la disipa en la torre de refrigeración. Normalmente, con el mismo circuito de agua, se enfría el absorbedor y el condensador, primero pasa por el absorbedor, y luego pasa por el condensador.

Una vez se ha producido la mezcla, la bomba se encarga de elevar la presión de la solución hasta la presión de trabajo. Existe una pérdida de carga en el paso del condensador al evaporador. Impulsa la mezcla hacia el generador.

1.10.3 GENERADOR.

Mediante el aporte de energía térmica (puede ser por intercambio de calor con agua calentada por medio de una caldera) se produce la evaporación de parte del refrigerante de la solución de refrigerante-absorbedor, concentrándose dicha solución. El vapor del refrigerante se dirige al condensador, mientras que la solución concentrada se dirige al absorbedor. Dado que el absorbente no es muy volátil, en condiciones normales de funcionamiento, no debe producirse el arrastre de gotas de solución en el proceso de evaporación, o si se produce será en cantidades inapreciables.

1.10.4 CONDENSADOR.

Como para las máquinas de compresión, el gas refrigerante cede su calor latente y se condensa. Normalmente la condensación del refrigerante se realiza mediante un circuito de agua que se enfría a su vez por medio de una torre de enfriamiento. La presión de trabajo del condensador varía mucho en función del refrigerante que se esté empleando. Si estamos empleando agua, estaremos

trabajando por debajo de la presión atmosférica, pero si estamos empleando amoníaco la presión será muy superior a la atmosférica.

1.10.5 BOMBA.

A diferencia del sistema de acondicionamiento de aire por compresión que utiliza un compresor que le provee la energía al fluido para poder circular por el sistema en este caso es una bomba la cual mantiene el flujo en el sistema, ésta transporta la solución líquida $\text{NH}_3+\text{H}_2\text{O}$, que es rica en NH_3 proveniente del absorbedor hacia el generador para mantener el flujo y el nivel adecuado en éste para las condiciones dadas.

1.10.6 VÁLVULAS DE ESTRANGULAMIENTO.

Como en el ciclo de compresión, el refrigerante pasa por la válvula de expansión para reducir su presión antes de entrar al evaporador. En el caso del agua como refrigerante, la diferencia de presiones para las temperaturas típicas de funcionamiento de una máquina de absorción es pequeña, por lo que con un dispositivo que produzca una pequeña pérdida de carga (como una trampa de líquido) es suficiente. Sin embargo, si el refrigerante es amoníaco, la diferencia de presiones es muy alta, por lo que si es necesario emplear una válvula de expansión para producir la pérdida de carga necesaria.

CAPÍTULO 2: DISEÑO TÉRMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

2.1 DISEÑO DEL CICLO TERMODINÁMICO.

2.1.1 CONSIDERACIONES INICIALES:

El absorbedor y el condensador pueden ser enfriados tanto por aire como por agua, la condensación por aire desplaza el ciclo de operación hacia una zona de mayores temperaturas y concentraciones de la disolución, acercándose peligrosamente a la zona de cristalización del bromuro de litio (ver figura 2-1). Si aumenta la temperatura de absorción y se pretende seguir evaporando refrigerante a la misma temperatura, esto conlleva el aumento en los niveles de concentración de la disolución y el consiguiente acercamiento a la zona de formación de cristales.

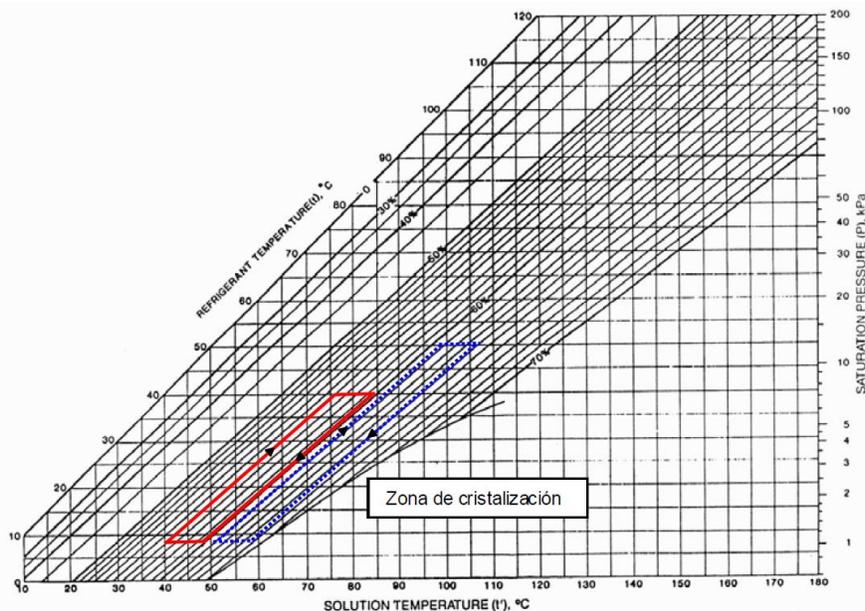


Figura 2-1: Ciclo de trabajo de una máquina de simple efecto condensada por agua (color rojo) y una condensada por aire (color azul), en el Diagrama de Dühring (Cárcamo Palencia, Rivas Martínez, & Valle Cerna, 2016).

Las máquinas de absorción condensadas por aire presentan la gran ventaja de prescindir de la torre de enfriamiento. El uso del aire como fluido refrigerador

conlleva un aumento en las temperaturas de condensación, lo cual repercute a su vez en una mayor temperatura de ebullición en los generadores. Esto se debe a que los sistemas condensados por aire operan a la temperatura de bulbo seco mientras que los condensados por agua utilizan torres de refrigeración para el intercambio de calor, gobernadas por la temperatura de bulbo húmedo.

Debido a que el sistema condensado por agua necesita de una torre de enfriamiento el diseño se realizara con un sistema de condensado por aire como se muestra en la figura 2-2

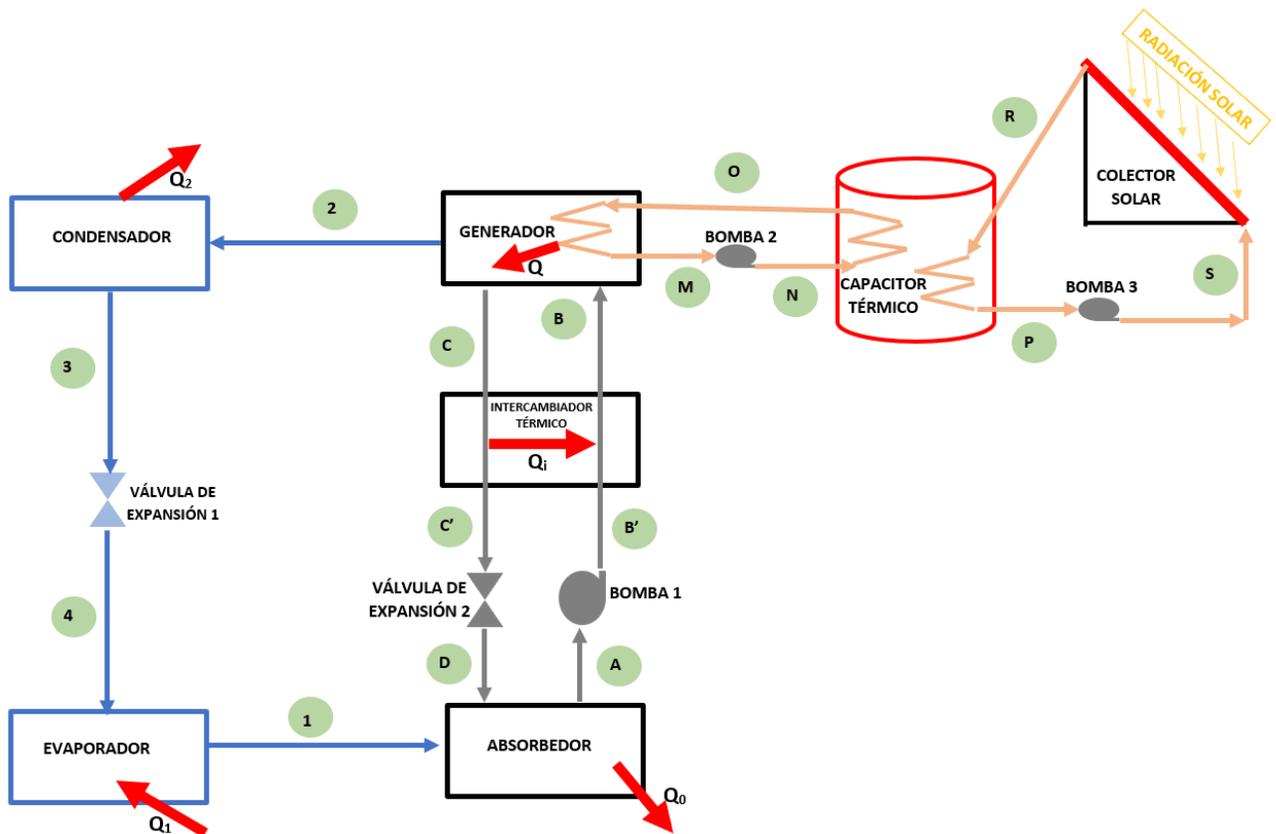


Figura 2-2: Esquema del sistema de aire acondicionado por absorción simple, a diseñar.

2.1.2 CARGA TÉRMICA

El aire acondicionado por absorción se diseñará a la misma potencia frigorífica de un aire acondicionado por compresión mecánica de uso comercial

Características del aire acondicionado de referencia:

Aire Acondicionado tipo Split

- Marca Zenith,
- Modelo: AZ75FI
- Potencia frigorífica: 2000 W



Figura 2-3: Características técnicas del modelo de aire acondicionado a compresión mecánica, de referencia.



Figura 2-4: Evaporador del modelo de aire acondicionado a compresión mecánica, de referencia.



Figura 2-5: Condensador del modelo de aire acondicionado a compresión mecánica, de referencia.

El modelo principal a considerar para el diseño se muestra en las figuras 2-3, 2-4 y 2-5 del cual se toma el dato de efecto frigorífico de 2000 W.

Se aplica la metodología para hacer un análisis termodinámico al ciclo de refrigeración por absorción, de manera que cuantifique el calor suministrado al generador en el ciclo, la energía calorífica que entra y sale del sistema, el flujo de refrigerante y el coeficiente de operación.

La temperatura del aire ambiente es de 32 °C (promedio de temperatura para el salvador en el 2019) y el condensador será refrigerado a 40 °C por el aire circundante a temperatura ambiente, el evaporador trabajará a 10 °C.

Debido a que el sistema será enfriado por aire, las concentraciones de bromuro de litio son 55% y 60%

Dicho sistema de aire acondicionado se define que su aplicación será para la preservación de frutas y verduras que se conservan a temperaturas iguales a 7 °C como, por ejemplo:

- ✓ Banana
- ✓ Lima
- ✓ Mango
- ✓ Maracuyá
- ✓ Melón
- ✓ Papaya
- ✓ Piña
- ✓ Tomate.

Fuente: Gerencia de calidad y tecnología de Buenos Aires.

Con el propósito de simplificar el modelizado se han asumido las siguientes hipótesis:

1. El refrigerante que condensa en el generador de baja temperatura lo hace en estado de líquido saturado.
2. El refrigerante vapor producido en el generador de baja temperatura sale del condensador en estado de líquido saturado.
3. El refrigerante a la salida del evaporador se encuentra en estado de vapor saturado.
4. La caída de presión en los conductos y tuberías es considerada despreciable.
5. Se considera que no existen pérdidas de calor al ambiente de los distintos componentes de la máquina (componentes adiabáticos).
6. El sistema se considerara en estado estacionario.

2.2 ANÁLISIS TERMODINÁMICO A CADA UNO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

A continuación, se efectúan los balances de masa y energía de la máquina (representada en la figura 2-2)

El efecto frigorífico.

El efecto frigorífico se expresa por unidad de masa (Kg) que circula en el ciclo, y se evalúa de la siguiente manera:

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad (Ec. 2 - 1)$$

Calor rechazado en el condensador.

El calor rechazado al medio ambiente o medio de enfriamiento en el condensador, se evalúa de la siguiente forma.

$$Q_2 = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) \quad (Ec. 2 - 2)$$

Calor suministrado en el generador.

El suministro de calor al sistema se realiza en el generador, y se evalúa de la siguiente manera:

$$Q = \dot{m}_{ref}(h_2) + \dot{m}_C(h_C) - \dot{m}_{sol}(h_B) \quad (Ec. 2 - 3)$$

Calor retirado en el absorbedor.

Al absorberse el refrigerante, se genera un calor de mezcla, el cual es liberado al medio ambiente y se expresa de la siguiente manera:

$$Q_0 = \dot{m}_{ref}(h_1) + \dot{m}_C(h_D) - \dot{m}_{sol}(h_A) \quad (Ec. 2 - 4)$$

Flujo de refrigerante.

El flujo de refrigerante necesario para remover una cierta cantidad de calor en el evaporador, se evalúa por medio de la siguiente expresión.

$$\dot{m}_{REF} = \frac{PF}{h_1 - h_4} \quad (Ec. 2 - 5)$$

Por balance de masas en el absorbedor:

$$\dot{m}_{sol} = \dot{m}_{ref} + \dot{m}_D \quad (Ec. 2 - 6)$$

$$\dot{m}_{sol}(X_A) = \dot{m}_{ref}(X_1) + \dot{m}_D(X_D) \quad (Ec. 2 - 7)$$

Potencia suministrada a la bomba.

La solución fuerte de agua amoniacal se bombea desde el absorbedor que se encuentra a la presión **P1**, hasta el generador que está a la presión del condensador **P2**, y considerando a la eficiencia de la bomba sea η_{Bi} el trabajo suministrado a la bomba se expresa de la siguiente manera:

$$w_{m1} = \frac{v_{B'}(P_{B'} - P_A)}{\eta_{Bi}} \quad (Ec. 2 - 8)$$

La potencia de bombeo está dada por la siguiente expresión:

$$W_{B1} = (\dot{m}_{sol})(w_{m1}) \quad (Ec. 2 - 9)$$

Coefficiente de operación.

$$COP = \frac{q_1}{q + w_m} = \frac{Q_1}{Q + W_{B1}} \quad (Ec. 2 - 10)$$

2.3 ANÁLISIS DE ESTADO AL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DE PROPIEDADES

- Temperatura
- Temperatura del refrigerante (C)

$$t_r = \frac{t_d - \sum_{n=0}^3 B_n \cdot X^n}{\sum_{n=0}^3 A_n \cdot X^n}$$

Ec. 2-11

- Temperatura de la disolución (C)

$$t_d = \sum_{n=0}^3 B_n \cdot X^n + t_r \cdot \sum_{n=0}^3 A_n \cdot X^n$$

Ec. 2-12

Los coeficientes que acompañan a las variables de las diferentes ecuaciones que proporcionan los valores de las temperaturas del refrigerante puro y de la disolución, así como de la concentración de la misma son:

$$A_0 = -2.00755 \quad A_1 = 0.16976 \quad A_2 = -3.133362 \times 10^{-3} \quad A_3 = 1.97668 \times 10^{-5}$$

$$B_0 = 124.937 \quad B_1 = -7.71649 \quad B_2 = 0.152286 \quad B_3 = -7.95090 \times 10^{-5}$$

$$C = 7.05 \quad D = -1596.49 \quad E = -104095.5$$

- Límites de los valores de concentración (%): $X = 0.65$ (concentraciones mayores producirían que las sales de bromuro de litio se cristalicen en el interior del sistema).

ESTADO 1:

Con la temperatura del evaporador **T1 = 5 °C** y una concentración de agua **Y1 = 99.5%**, se determina la presión de sistema **P1 = 0.87 kPa**, determinado con la tabla de propiedades del agua destilada, Anexo 1, con las mismas condiciones se obtiene la entalpia **h1 = 2510.1 kJ/kg**

ESTADO A:

En este punto el sistema está operando a la misma presión del punto 1, siendo $P_A = 0.87 \text{ KPa}$, la temperatura de saturación es de $T_1 = 10 \text{ °C}$ y la concentración de bromuro de litio $X_A = 55\%$

De la ecuación 2-12, se obtiene: $T_A = 34.62 \text{ °C}$

De la tabla de Anexos 2, con T_A y X_A se obtiene: $h_A = 82.73 \text{ kJ/kg}$

ESTADO 3:

El condensador disminuye la temperatura del refrigerante a $T_3 = 40 \text{ °C}$, de la tabla de anexo 1 se obtiene la presión de saturación $P_3 = 7.39 \text{ kPa}$ y $h_3 = 167.53 \text{ kJ/kg}$.

ESTADO 2:

El condensador es un dispositivo que se considera isobárico a $P_2 = 7.39 \text{ kPa}$ y el refrigerante está en condiciones de saturación a 40 °C y $Y_2 = 99.5\%$, de la ecuación 2-12 obtenemos la temperatura de la solución en el punto 2 $T_2 = 74.5 \text{ °C}$ y $h_2 = 2639.38 \text{ kJ/kg}$.

ESTADO C:

El generador trabaja en condiciones de presión alta $P_c = 7.39 \text{ kPa}$ y temperatura de saturación del refrigerante es de 40 °C , la concentración de bromuro de litio es alta $X_c = 60\%$, de la ecuación 2-12 se obtiene $T_c = 85.19 \text{ °C}$ y de la tabla de anexo 2 se obtiene $h_c = 182.8125 \text{ KJ/kg}$.

ESTADO C':

Hasta este punto, el sistema continúa siendo isobárico a $P_{c'} = 7.39 \text{ kPa}$ y la concentración de bromuro de litio es la misma que en el estado **C** de 60% , se obtiene $T_{c'} = 54.855 \text{ °C}$ y de la tabla de anexo 2 se obtiene $h_{c'} = 142.74 \text{ kJ/kg}$.

ESTADO B':

La presión en el punto **B'** es 7.39 kPa y concentración de bromuro de litio es $X_{B'} = 55\%$, se considera que la bomba 1 es isotérmica, por lo tanto, la temperatura $T_{B'} = 34.61 \text{ °C}$.

La ecuación para la densidad de la solución Agua-bromuro de litio es la siguiente:

$$\rho_s = 0.2288(X)^2 - 6.0579(X) + 1252.5 - 0.91652667(T_s - 33.1054264) \quad (\text{Ec. 2 - 14})$$

Sustituyendo valores en la ecuación 2-14 se tiene:

$$\rho_s = 0.2288(55)^2 - 6.0579(55) + 1252.5 - 0.91652667(34.61 - 33.1054264)$$

$\rho_{B'} = 1610.056 \text{ kg/m}^3$ el volumen específico de una sustancia es:

$$v = 1/\rho \quad (\text{Ec. 2 - 15})$$

De la ecuación 2-15 se obtiene:

$$v_{B'} = 1/\rho_s = 1/1610.056$$

$$v_{B'} = 6.21096 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kg}$$

De la ecuación 2-8 y considerando rendimiento hidráulico de la bomba del 80%, se obtiene:

$$w_{m1} = \frac{v_{B'}(P_{B'} - P_A)}{\eta_{Bi}} = \frac{6.21096 \times 10^{-4} (7.3851 - 0.8725)}{0.8}$$

$$w_{m1} = 0.005 \text{ KJ/kg}$$

Haciendo balance de energía en la bomba 1 se tiene:

$$w_{m1} = h_{B'} - h_A \quad (\text{Ec. 2 - 16})$$

$$h_{B'} = w_{m1} + h_A \quad (\text{Ec. 2 - 17})$$

Sustituyendo en la ecuación 2-17 se tiene:

$$h_{B'} = 0.0050565 + 85.15625$$

$$h_{B'} = 85.16 \text{ KJ/kg}$$

ESTADO B:

La presión en el punto **B** es **7.39 kPa** y las demás propiedades de este punto se obtienen del siguiente análisis:

De la ecuación 2-5 se tiene el flujo másico del refrigerante en el estado **1**:

$$\dot{m}_{REF} = \frac{PF}{h_1 - h_4} = \frac{2000}{2510.1 - 167.53}$$

$$\dot{m}_{REF} = \mathbf{0.00086 \text{ kg/s}}$$

De la ecuación 2-6 se tiene: $\dot{m}_{sol} = \dot{m}_{ref} + \dot{m}_D = 0.000853763 + \dot{m}_D$ (Ec. 2 – 18)

De la ecuación 2-7 se tiene: $\dot{m}_{sol}(X_A) = \dot{m}_{ref}(X_1) + \dot{m}_D(X_D)$

$$\dot{m}_{sol}(0.55) = \dot{m}_{ref}(0.005) + \dot{m}_D(0.60) \quad (\text{Ec. 2 – 19})$$

Simultaneando las ecuaciones 2-18 y 2-19 se obtiene:

$$\dot{m}_{sol} = \mathbf{0.01024 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m}_D = \mathbf{0.009308 \text{ kg/s}}$$

Balance de masa entalpia en el intercambiador de calor:

$$\dot{m}_C(h_C) = \dot{m}_B(h_B) + \dot{m}_{C'}(h_{C'}) - \dot{m}_{B'}(h_{B'}) \quad (\text{Ec. 2 – 20})$$

Como $\dot{m}_C = \dot{m}_{C'}$ se tiene:

$$h_B = \frac{\dot{m}_{C'}(h_C - h_{C'}) + \dot{m}_{B'}(h_{B'})}{\dot{m}_B}$$

$$h_B = \frac{0.009306024(182.8125 - 142.7419) + 0.010159787(85.16131)}{0.010159787}$$

$$h_B = \mathbf{121.86 \text{ kJ/kg}}$$

Con h_B conocido, de la tabla de anexo 2 se obtiene $T_B = \mathbf{52.5 \text{ }^\circ\text{C}}$.

ESTADO D:

La presión en este punto es de **0.87 KPa** y se considera que la válvula de expansión 2 es isoentálpica por lo tanto la entalpia en este punto es **$h_D = 142.74$ kJ/kg**

ESTADO 4:

El evaporador opera a baja presión **$P_4 = 0.8725$ KPa** con una temperatura de saturación de **$T_4 = 5$ °C** y la válvula de expansión 1 se considera isoentálpica por lo tanto la entalpia **$h_4 = 167.53$ kJ/kg**.

Cálculo de flujos de calor en los distintos componentes del sistema de refrigeración por absorción (sin involucrar el colector solar) y cálculo de coeficiente de operación COP:

- Flujo de calor a evacuar en el condensador

De ecuación 2-2 se tiene: $Q_2 = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) = (0.000853763)(2639.38 - 167.53)$

$$Q_2 = 2.1104 \text{ KW}$$

- Flujo de calor a suministrar en el generador

De ecuación 2-3 se tiene: $Q = \dot{m}_{ref}(h_2) + \dot{m}_C(h_C) - \dot{m}_{sol}(h_B)$

$$Q = 0.000853763(2639.38) + 0.009306024(182.8125) - 0.010159787(121.8646)$$

$$Q = 2.7165 \text{ kW}$$

- Flujo de calor a evacuar en el absorbedor

De ecuación 2-4 se tiene: $Q_0 = \dot{m}_{ref}(h_1) + \dot{m}_C(h_D) - \dot{m}_{sol}(h_A)$

$$Q_0 = 0.000853763(2510.1) + 0.009306024(142.7419) - 0.010159787(85.15625)$$

$$Q_0 = 2.6 \text{ kW}$$

- Potencia de la bomba 1

De la ecuación 2-9 se tiene: $W_{B1} = (\dot{m}_{sol})(w_{m1}) = 0.010159787(0.0050565)$

$$W_{B1} = 0.05 \text{ W}$$

- Flujo de calor en el intercambiador térmico

Balance de energía en el intercambiador térmico (Tramo C-C'):

$$Q_i = \dot{m}_c(h_c - h_{c'}) \quad (\text{Ec. 2 - 21})$$

Sustituyendo valores en la ecuación 2-21 se tiene: $Q_i = 0.009306024(182.8125 - 142.7419)$

$$Q_i = 0.373 \text{ kW}$$

- Coeficiente de operación del sistema de refrigeración por absorción

De la ecuación 2-10 se tiene:

$$COP = \frac{Q_1}{Q + W_{B1}} = \frac{2}{2.7165 + \frac{0.05}{1000}}$$

$$COP = 0.7362$$

2.4 RESUMEN DE LA CARACTERIZACIÓN COMPLETA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN (CON EXCEPCIÓN DEL COLECTOR SOLAR).

En la tabla 2-1 se muestra un resumen de los resultados obtenidos de los estados del sistema por absorción.

Tabla 2-1: Cuadro de resultado de los estados del sistema de refrigeración.

ESTADOS	T (°C)	P (kPa)	X (%BrLi)	Y (H ₂ O)	h (kJ/kg)	m (kg/s)
1	5	0.87	0.5	99.5	2510.1	0.00086
A	34.6	0.87	55	45	85.16	0.01024
B'	34.6	7.39	55	45	85.16	0.01024
B	52.5	7.39	55	45	121.86	0.01024
C	85.2	7.39	60	40	182.81	0.00938
C'	54.9	7.39	60	40	142.74	0.00938
D	54.9	0.87	60	40	142.74	0.00938
2	74.5	7.39	0.5	99.5	2639.38	0.00086
3	40	7.39	0.5	99.5	167.53	0.00086
4	5	0.87	0.5	99.5	167.53	0.00086

Tabla 2-2: Cuadro de resultado del sistema

RESULTADO	SIMBOLOGÍA	VALOR	UNIDADES
Calor rechazado en el condensador	Q ₂	2.13	kW
Calor retirado en el absorbedor	Q ₀	2.63	kW
Calor suministrado en el generador	Q	2.74	kW
Flujo de calor en el intercambiador térmico	Q _i	0.38	kW
Trabajo suministrado a la bomba	W _{B1}	0.005	kJ/kg
Potencia suministrada a la bomba	W _{B1}	0.05	W
Coeficiente de operación	COP	0.74	-

2.5 SELECCIÓN DEL COLECTOR SOLAR TÉRMICO

2.5.1 CÁLCULO DEL ÁREA DEL COLECTOR SOLAR

El aire acondicionado debe recibir energía térmica en el generador, esta energía se proporcionará por un sistema de colector solar.

Descripción de la instalación solar térmica:

- Temperatura de ACS a utilizar de 93° C (temperatura del acumulador final)
- La instalación solar térmica proporcionará el 100% de la energía térmica demandada
- La radiación media anual del lugar de San Salvador-El Salvador, se encuentra en el valor de 5 kWh/m² – 6.5 kWh/m². Debe mencionarse el hecho de que El Salvador por ser un país relativamente pequeño el nivel de

radiación incidente sobre su superficie es aproximadamente el mismo en toda su extensión territorial.

CÁLCULOS:

- Demanda: el generador demanda 2.7165 kW de potencia calorífica, pero se diseñará el colector para 2.9 kW para disponer como factor de sobre diseño de 6.75% extra a la potencia requerida por el generador en caso desfavorable es decir que sea un día nublado en exceso (criterio de los autores).
- La temperatura mínima del acumulador debe mantenerse a 93 ° C.
- Ubicación geográfica de la instalación:

La ubicación donde funcionara el sistema de absorción es importante para conocer las condiciones de radiación, se muestra un resumen en la tabla 2-3

Tabla 2-3. Ubicación geográfica de la instalación solar, referencia San Salvador (cualquier cambio en la ubicación se adaptará el colector con la nueva zona geográfica, a esta).

Latitud	13° 41' 56" N
Longitud	89° 11' 29" O
Zona horaria	UTC-6
msnm	670 m
Radiación Solar	5,0 KWh/m² – 6,5 KWh/m²

Determinación de la necesidad de calor QACS

$Q_{acs} = P n t$ (Ec. 2-22) Donde:

- Q_{acs} =necesidad de calor mensual. n: número de días por mes
- t: horas de uso diario del equipo. P: potencia térmica que debe entregar el colector solar.

En la tabla 2-4 se puede observar un resumen de la necesidad de energía térmica que requerirá el colector.

Tabla 2-4: necesidad energética mensual del colector (CAMPOS VÁSQUEZ, GÓMEZ JUÁREZ, & WIPFLI RAMÍREZ, 2018)

Mes	número de días mensual	Horas de uso diario del aire acondicionado	Potencia calorífica del colector solar	Qacs necesidad energética por mes (kJ/mes)
Enero	31	8	2.9	2589120
Febrero	28	8	2.9	2338560
Marzo	31	8	2.9	2589120
Abril	30	8	2.9	2505600
Mayo	31	8	2.9	2505600
Junio	30	8	2.9	2505600
Julio	31	8	2.9	2589120
Agosto	31	8	2.9	2589120
Septiembre	30	8	2.9	2505600
Octubre	31	8	2.9	2589120
Noviembre	30	8	2.9	2505600
Diciembre	31	8	2.9	2589120
Total, por año				30401280

Determinación de la energía incidente sobre la superficie de captación

La energía que incide en un día medio de cada mes sobre cada m² de superficie horizontal de captación (representada por H) puede conocerse a través de tablas.

En el caso del El Salvador dicha información se obtiene a través del Servicio Nacional de Estudios Territoriales SNET, el cual detalla la radiación solar media sobre la superficie de San Salvador tomando en consideración que dicha ciudad se encuentra en la zona climática “sabana tropical caliente” (de 0 a 800 metros sobre el nivel del mar), por lo que la radiación solar a lo largo de todo el año tiene un valor que oscila entre 5,0 kWh/m² y 6,5 kWh/m² (18,00 MJ/m² y 23,40 MJ/m²) y cuyos valores para cada mes en un día promedio aparecen resumidos en la tabla 2-5

Tabla 2-5: Energía Solar incidente sobre superficie horizontal en KWh/m² día, en San Salvador para un día promedio al mes (año 2010). (CAMPOS VÁSQUEZ, GÓMEZ JUÁREZ, & WIPFLI RAMÍREZ, 2018)

Mes	Radiación disponible en plano horizontal (KWh/m ² día) H	Radiación disponible en plano horizontal (MJ/m ² día) H
Enero	4.53	16.31
Febrero	4.83	17.38
Marzo	5.51	19.84
Abril	5.96	21.45
Mayo	6.14	22.09
Junio	6.07	21.84
Julio	6.25	22.49
Agosto	6.25	22.51
Septiembre	5.3	19.08
Octubre	5.86	21.11
Noviembre	4.56	16.4
Diciembre	4.94	17.77
Promedio	5.52	19.86

Como los captadores solares están inclinados un ángulo beta (β), se necesita conocer la energía incidente (RI), en el plano de captación para ello se emplean factor que nos dan un valor de radiación más aproximado a la realidad, algunos de estos factores se obtienen de tablas de referencia, otros se calcularan con fórmulas y métodos ya establecidos para su determinación.

Como consecuencia de la aplicación de todos estos factores de corrección, la expresión de la energía disponible en el campo solar es la siguiente:

$$RI = H * K * 0,94 * FI * FS \quad (\text{Ec. 2-23})$$

Donde:

- *RI: Radiación disponible en el plano de captación orientado e inclinado (kJ/m^2 día).*
- *H: Radiación disponible en plano horizontal (kJ/m^2 día).*
- *K: Factor de corrección para superficies inclinadas (cociente entre la energía total incidente en un día sobre una superficie orientada hacia el ecuador e inclinada un determinado ángulo y otra horizontal), se obtiene de tablas.*
- *0.94: Factor que determina la reducción de la energía útil en las primeras horas de la mañana y últimas horas de la tarde.*
- *FI: Factor que cuantifica las pérdidas por una orientación e inclinación distinta a la óptima.*
- *FS: Factor de corrección de pérdidas por sombras.*

Determinación del factor K

Como la instalación solar será de consumo constante durante todo el año, la inclinación de los captadores coincide con la latitud del lugar de ubicación del proyecto (caso contrario se adaptará el sistema de captación solar de las coordenadas de la nueva zona, a estas)

Se debe tener en cuenta un factor de corrección k para superficies inclinadas según la latitud, en este caso se utilizan las tablas de latitud de 13° , y para inclinaciones de los colectores a 15° .

Determinación del factor de histéresis

Consideraremos que cuando la intensidad de la radiación incidente está por debajo de $200 \text{ W}/\text{m}^2$ (tomando este valor como medio anual correspondiente a situaciones de primera hora de la mañana y última hora de la tarde), no se produce intercambio, por lo que esta energía no se aprovecha.

Esta reducción de la energía útil se estima en un 6%, por lo que se considerará un factor de valor **0,94** que multiplicado a RI nos ofrecerá un valor más real de la energía útil o aprovechable.

Tabla 2-6: Factor de corrección para superficies inclinadas según la latitud. (1985). (CAMPOS VÁSQUEZ, GÓMEZ JUÁREZ, & WIPFLI RAMÍREZ, 2018)

Inc	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	1.03	1.02	1.01	1	.98	.98	.98	1	1.01	1.03	1.04	1.04
10	1.06	1.04	1.02	.99	.96	.95	.96	.99	1.02	1.05	1.07	1.07
15	1.08	1.05	1.01	.97	.93	.92	.93	.97	1.02	1.07	1.1	1.1
20	1.1	1.06	1	.95	.9	.88	.9	.94	1.01	1.07	1.12	1.12
25	1.1	1.06	.99	.92	.86	.83	.85	.91	.99	1.08	1.13	1.13
30	1.1	1.05	.97	.88	.81	.78	.81	.88	.97	1.07	1.13	1.14
35	1.1	1.03	.94	.84	.76	.72	.75	.83	.94	1.05	1.13	1.14
40	1.09	1.01	.91	.79	.7	.66	.69	.78	.91	1.03	1.12	1.13
45	1.07	.98	.87	.74	.64	.6	.63	.73	.87	1.01	1.1	1.11
50	1.04	.95	.82	.68	.57	.53	.56	.67	.82	.97	1.07	1.09
55	1.01	.91	.77	.62	.5	.45	.49	.61	.77	.93	1.04	1.06
60	.97	.86	.71	.55	.43	.38	.42	.54	.71	.88	1	1.03
65	.92	.81	.65	.48	.35	.3	.34	.47	.65	.83	.96	.98
70	.87	.76	.59	.41	.27	.22	.26	.39	.58	.77	.91	.94
75	.82	.7	.52	.34	.19	.14	.18	.32	.51	.781	.85	.88
80	.76	.63	.45	.26	.11	.1	.1	.24	.44	.64	.79	.82
85	.7	.56	.38	.19	.1	.09	.09	.16	.36	.57	.72	.76
90	.63	.49	.31	.11	.09	.08	.08	.08	.28	.49	.65	.69

Demanda constante anual: Inclinación óptima (β) = Latitud geográfica del lugar (φ)

Entonces $\beta = \varphi = 13^\circ 41' 56''$

Determinación del factor de pérdidas por orientación e inclinación FI

La instalación solar se ubicará en la terraza de la vivienda por lo que no hay necesidad de orientar los captadores en un ángulo distinto (α) al recomendado por el CTE, no hay presente ningún obstáculo y existe total disponibilidad de espacio e integración.

Entonces según el CTE en su apartado 3.5.2 numeral 3 recomienda una orientación óptima igual al sur geográfico, es decir:

$$\alpha = 0^\circ$$

Con lo que las pérdidas por orientación e inclinación son de 0%, comprobándose esto con la relación:

$$Perdidas(\%) = 100 * [1,2 \cdot 10^{-4} \cdot (\beta - \beta_{opt})^2] \text{ Para } \beta < 15^\circ \quad (\text{Ec. 2-24})$$

Y como $\beta = \beta_{opt} = \varphi = 13^\circ 41' 56''$ se cumple esta condición, con lo cual las pérdidas tienen un valor de 0 % y el factor FI, que cuantifica las pérdidas por una orientación e inclinación distinta de la óptima, resulta tener un valor de 1. Este valor se corrige si la inclinación del colector solar es distinta a 13° .

Determinación del factor de pérdidas por sombras FS

Para el caso que nos compete como se mencionó anteriormente no hay obstáculos presentes que proyecte sombras sobre el campo de captación por lo que las pérdidas por sombra son de 0 % lo que se demuestra con la fórmula:

$$FS = \frac{(100 - \text{Pérdidas por sombreado } \%)}{100} \quad (\text{Ec. 2-25})$$

Lo que da como resultado que $FS = 1$

El Cálculo mensual y anual de la radiación incidente o radiación disponible en el plano orientado e inclinado se resume en la siguiente tabla cuyo resultado se produce por medio de una hoja de cálculo diseñada para obtener la radiación disponible (RI) en la que se aplica la expresión:

De la ecuación 2-23 y haciendo uso de una hoja de cálculos se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 2-7: Radiación disponible en el plano orientado e inclinado de la ubicación del proyecto. (CAMPOS VÁSQUEZ, GÓMEZ JUÁREZ, & WIPFLI RAMÍREZ, 2018)

Mes	número de días mensual	Radiación disponible en plano horizontal (MJ/m ² día) H	K	Factor de histéresis	F1	FS	RI Radiación disponible en el plano orientado e inclinado (kJ/m ² mes)
Enero	31	16.31	1.08	0.94	1	1	513295.272
Febrero	28	17.38	1.05	0.94	1	1	480313.68
Marzo	31	19.84	1.01	0.94	1	1	583918.976
Abril	30	21.45	0.97	0.94	1	1	586743.3
Mayo	31	22.09	0.93	0.94	1	1	579332.34
Junio	30	21.84	0.92	0.94	1	1	566616.96
Julio	31	22.49	0.93	0.94	1	1	609483.498
Agosto	31	22.51	0.97	0.94	1	1	636263.158
Septiembre	30	19.08	1.02	0.94	1	1	548817.12
Octubre	31	21.11	1.07	0.94	1	1	658205.578
Noviembre	30	16.4	1.1	0.94	1	1	508728
Diciembre	31	17.77	1.1	0.94	1	1	569599.58
Total, por año							6841317.462
Promedio							570109.7885

De la tabla 2-7 se obtienen datos necesarios para obtener el area del colector necesaria.

Área del colector:

$$Area\ del\ colector = \frac{(Factor\ de\ aportacion)(Energia\ total\ requerida)}{Energia\ total\ disponible} \quad (Ec. 2 = 26)$$

Para nuestro caso el colector solar deberá aportar el 100% de la energía térmica, al generador por lo tanto el factor de aportación es igual a 1:

$$Area\ del\ colector = \frac{(1)(Energia\ total\ requerida)}{Energia\ total\ disponible} \quad (Ec. 2 - 27)$$

Tomando los datos de la tabla 2-4 y 2-7, a través de una hoja de cálculos, en la tabla 2-8 muestra el resultado de la ecuación 2-27

Tabla 2-8: Área de captación solar mínima de colector solar para cada mes del año. (CAMPOS VÁSQUEZ, GÓMEZ JUÁREZ, & WIPFLI RAMÍREZ, 2018)

Mes	Número de días mensual	Horas de uso diario del aire acondicionado al día	Qacs necesidad energética por mes (kJ/mes)	RI Radiación disponible en el plano orientado e inclinado (kJ/m ² mes)	Área del colector (m ²)
Enero	31	8	2589120	513295.272	5,07
Febrero	28	8	2338560	480313.68	4,902
Marzo	31	8	2589120	583918.976	4,464
Abril	30	8	2505600	586743.3	4,299
Mayo	31	8	2505600	579332.34	4,35
Junio	30	8	2505600	566616.96	4,4525
Julio	31	8	2589120	609483.498	4,277
Agosto	31	8	2589120	636263.158	4,0973
Septiembre	30	8	2505600	548817.12	4,5969
Octubre	31	8	2589120	658205.578	3,96
Noviembre	30	8	2505600	508728	4,959
Diciembre	31	8	2589120	569599.58	4,57

El colector solar debe tener un área de 5.07 m², valor ligeramente más alto al valor de la mayor área requerida, para satisfacer la demanda de energía térmica del generador del aire acondicionado por absorción.

2.5.2 SELECCIÓN DE CATÁLOGO DEL COLECTOR SOLAR

Requisitos:

Debido a que en los colectores de vacío la presión en el interior se reduce por debajo de la presión atmosférica, permite alcanzar mayores temperaturas en comparación a los colectores planos, el sistema de aire acondicionado por absorción demanda temperaturas superiores a los 80 °C en el generador, por esta razón el colector de tubos de vacío es el indicado para esta aplicación.

El área mínima de captación del colector debe ser 5.04 m² (pudiendo obtenerse este valor de la suma en paralelo de **n** colectores).

Ecuación 2-28:

$$n_{\text{colectores}} = \frac{A_{\text{total}}}{A_{\text{colector}}}$$

OPCIÓN 1: COLECTOR DE TUBOS DE VACÍO MARCA CHROMAGEN

Dimensiones y Parámetros de diseño

Referencia	CTV001
Largo Total (mm)	1.975
Ancho Total (mm)	982
Alto Total (mm)	135
Superficie Total (m ²)	1,85
Superficie de Apertura (m ²)	1,12
Peso en vacío (Kg)	41
Capacidad (l)	0.83
Tª de estancamiento (°C)	210
Presión máxima de trabajo (bar)	10
Caudal recomendado (l/h·m ²)	60
Fluido de trabajo	Mezcla propilenglicol-agua
Caida de presión (cm.c.a.)	0,1625·q ² +0,0641·q+0,2131
(q en l/min)	



Figura 2-6: Dimensiones del colector de vacío marca Chromagen («Captadores TUBOS DE VACÍO», 2020)

Características

Material	Caja de aluminio, aislamiento de espuma de polietileno
Tubos	12 tubos de 58 mm de diámetro y 1.800 mm de longitud.
Tuberías	Diámetro exterior de tubería 8mm; Diámetro exterior de Condensador 14mm. Conexión hidráulica bastidor 35x1,0 mm

Principio de funcionamiento

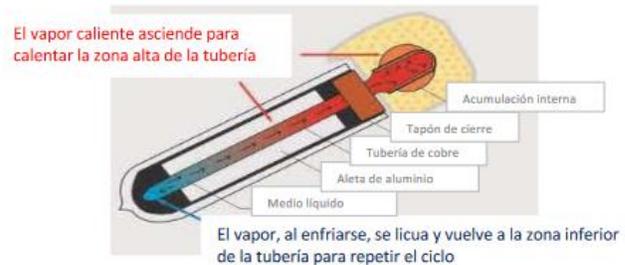


Figura 2-7: Características del colector de vacío marca Chromagen («Captadores TUBOS DE VACÍO», 2020)

Curva de rendimiento térmico y Potencia

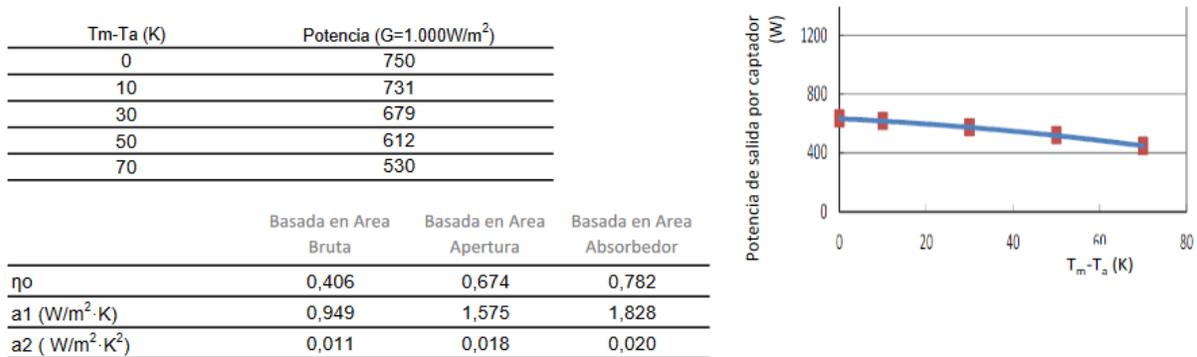


Figura 2-8: Rendimiento térmico del colector de vacío marca Chromagen («Captadores TUBOS DE VACÍO», 2020)

El colector mostrado en las figuras 2-6, 2-7 y 2-8 ofrece un área útil de 1.12 m², el cual demanda la siguiente cantidad de colectores:

$$\text{De ecuación 2-28: } n_{\text{colectores}} = \frac{5.07}{1.12} = 4.53$$

Se necesitarán 5 colectores de vacío marca Chromagen conectados en paralelo, para suplir la demanda energética.

OPCIÓN 2: COLECTOR DE TUBOS DE VACÍO MARCA CS-HP

top sale separated high pressure heat pipe solar hot water heater collector, colector solar de agua

FOB Reference Price: [Get Latest Price](#)

>=1 Pieces
\$200.00

Shipping: Support Sea freight

Lead Time:	Quantity(Pieces)	1 - 100	>100
	Est. Time(days)	25	Negotiable

Trade Assurance protects your Alibaba.com orders

Alibaba.com Freight | [Learn more](#)

Payments: VISA Online Bank Payment T/T Pay Later WesternUnion WU

Alibaba.com Logistics · Inspection Solutions · One-Stop Service

Overview

Quick Details

Place of Origin:	Shanghai, China	Brand Name:	OEM
Model Number:	CS-HP	Type:	Pressurized
Application:	Solar Thermal	Pipe Material:	Copper
Product name:	pressure heat pipe solar collector	Certificate:	EN12975
Name:	Energy Saving Solar Heaters	Color:	Silver
Material:	High Borosilicate Glass 3.3	Use:	Commercial System
Installation:	Freestanding, or mounted	Warranty:	15 Years
Keyword:	Glass Evacuated Tube	Coating:	Three Targets AL-SS-CU

Figura 2-9: Detalle del producto en la tienda Alibaba («Colector de tubos de vacío marca CS-HP», 2020).

Type	CS-HP-10	CS-HP-15	CS-HP-20	CS-HP-25	CS-HP-30	CS-HP-15B	CS-HP-30B
Number of tubes	10	15	20	25	30	15	30
Gross area (m ²)	1.63	2.40	3.17	3.93	4.70	1.33	2.42
Aperture area (m ²)	0.94	1.41	1.88	2.35	2.82	0.63	1.30
Absorber area (m ²)	0.805	1.24	1.65	2.06	2.48	0.54	1.08
Peak power (W / Collector)	659	900	1199	1499	1799	450	900
Allowable operating pressure (bar)	6	6	6	6	6	6	6
Test pressure (bar)	10	10	10	10	10	10	10
Max. stagnation temperature	232°C	200°C	200°C	200°C	200°C	200°C	200°C
Max. operating temperature	95°C	95°C	95°C	95°C	95°C	95°C	95°C
Flow rate (l / m2h)	50-150	50-150	50-150	50-150	50-150	50-150	50-150
Absorber material	CU/Al/SS/N2 Borosilicate glass						
Coating	ALN/SS-ALN/CU						
Absorption coefficient	≥ 94%	≥ 94%	≥ 94%	≥ 94%	≥ 94%	≥ 94%	≥ 94%
Emission coefficient	≤ 7%	≤ 7%	≤ 7%	≤ 7%	≤ 7%	≤ 7%	≤ 7%
Weight (kg)	36.4	55	77	96	116	32	65
Liquid content	0.62L	0.93L	1.24L	1.55L	1.82L	0.93L	1.82L
Mounting angle	15 - 75°	15 - 75°	15 - 75°	15 - 75°	15 - 75°	15 - 75°	15 - 75°
Frame	2mm Aluminum Alloy						
Heat pipe	8mm red copper						
Long-term stable vacuum (Pa)	<5*10 ⁻³	<5*10 ⁻³	<5*10 ⁻³	<5*10 ⁻³	<5*10 ⁻³	<5*10 ⁻³	<5*10 ⁻³
Glass tube diameter	58mm	58mm	58mm	58mm	58mm	58mm	58mm
Vacuum tube wall thickness	1.6mm	1.6mm	1.6mm	1.6mm	1.6mm	1.6mm	1.6mm
Insulation	Compressed Rockwool						
Collector width	800mm	1175mm	1550mm	1925mm	2300mm	1175mm	2300mm
Collector length	2043mm					1200mm	
Manifold	38mm red copper						
Tube length	1800mm					850mm	
Pressure drop	<5mbar(80L/h), 12mbar (150L/h)						

Figura 2-10: Especificaciones técnicas de los modelos disponibles («Colector de tubos de vacío marca CS-HP», 2020).

El colector modelo CS-HP-30 de la figura 2-9 y 2-10 ofrece un área útil de 2.82 m², el cual demanda la siguiente cantidad de colectores:

De ecuación 2-28: $n_{\text{colectores}} = \frac{5.07}{2.82} = 1,80$

Se necesitarán 2 colectores de vacío de tubos de acero marca CS-HP conectados en paralelo, para suplir la demanda energética.

- **Colector elegido para el sistema**

Se elige del colector solar de la marca CS-HP porque ofrece distintas opciones respecto a la cantidad de tubos, en comparación el modelo Chromagen quedando de la siguiente manera:

El colector se elige de aleación de aluminio debido a la mayor conductividad térmica de este, respecto al moldeo de acero, que posee menor conductividad térmica, quedando de la siguiente manera:

- Marca: CS-HP
- Moldeo: CS-HP-30
- Área útil: 2.82 m²
- Numero de tubos: 30 unidades
- Numero de colectores: 2
- Potencia técnica disponible por colector: 1799 W
- Temperatura máxima de funcionamiento: 95 °C

2.6 DISEÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

DISEÑO DE TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA FOTOTÉRMICA.

El propósito de este tanque de almacenamiento será proveer un flujo de calor estable hacia el generador ante los cambios que se producen en el día durante unos momentos en la captación de energía foto térmica en el colector solar y almacenar

agua caliente durante la noche, para que el sistema de refrigeración no deje de funcionar por si se desea utilizar.

A continuación, se muestra un esquema en la que se muestra la función del tanque de almacenamiento.

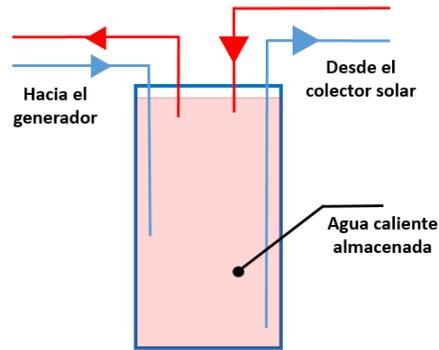


Figura 2-11. Función del tanque de almacenamiento.

Podemos notar que es un cilindro vertical, debido a la función que se desea y a la necesidad de minimizar el tamaño del equipo se determina que la capacidad que tendrá será de 1000 litros (1 m^3). Será de lámina de acero inoxidable $1/8''$.

Para un diseño de un cilindro con un diámetro de 1 m se tiene:

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 H \rightarrow H = \frac{4V}{\pi d^2} = \frac{4 * (1)}{\pi * (1)^2} = 1.27 \text{ m}$$

Entonces las dimensiones son:

Diámetro interior: 1 m

Diámetro exterior: 1.00635 m

Altura: 1.3 m

Capacidad: 1000 litros

TIEMPO DE RESPUESTA DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA.

A continuación, se muestra un gráfico en el cual se aprecia el tiempo estimado en el cual el sistema permanecerá en funcionamiento una vez que el colector solar deje de proporcionar calor. Esto es para varios valores de carga demandada en el generador.

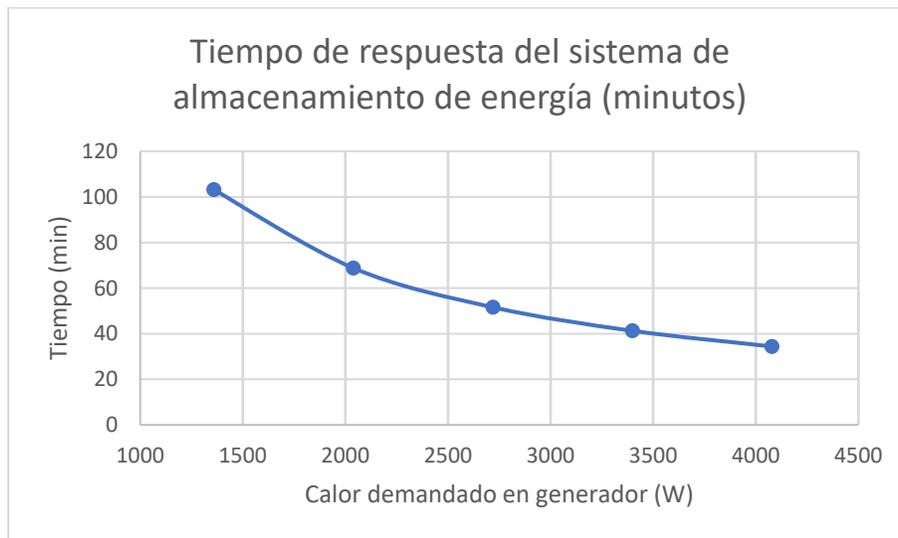


Figura 2-12. Tendencia del calor almacenado respecto al tiempo.

ELECCIÓN DE AISLAMIENTO DEL TANQUE

Se escoge el material aislante de Elastómero Rubatex el cual es un aislamiento térmico para tubos, tanques, y ductos en sistemas de aire acondicionado, refrigeración y calefacción entre sus principales características tenemos.

- 1- Estructura de celda cerrada.
- 2- Baja conductividad térmica.
- 3- Alta resistencia a la difusión de vapor de agua.
- 4- Fácil instalación.

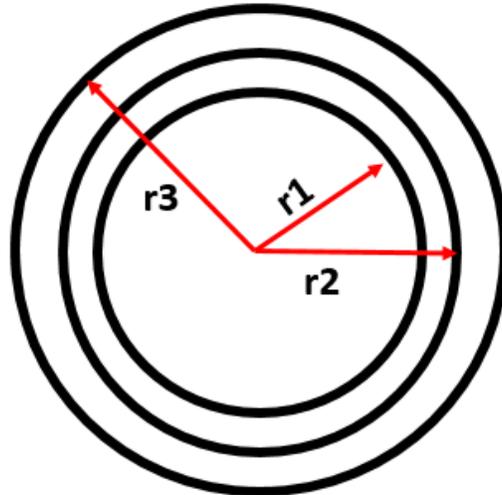


FIGURA 2-13: Esquema del tanque de almacenamiento con su aislante.

En la figura 2-13 se puede apreciar un esquema en planta del tanque de aislamiento en el interior se encuentra el fluido que alimentara el generador, el aislamiento que es Rubatex

Carcasa, lámina de acero inoxidable 1/8''.

$$T_{tanque} = 92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{amb} = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ais} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k_{ac} = 15.1 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Las propiedades del agua en el interior del tanque se determinan a 92 °C las cuales son:

$$\rho_s = 963.78 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0.378 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$k = 0.6758 \text{ W/m} \cdot \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\beta = 0.7076 \times 10^{-3}$$

$$Pr = 1.916$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0.378 \times 10^{-3}}{963.78} = 0.392206 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

En esta ocasión por ser agua pura el fluido interno en el tanque omitiremos la resistencia interna y consideraremos la temperatura superficial en el interior del tanque igual a la temperatura del tanque de 92 °C

Coefficiente de convección externo.

Las propiedades del aire exterior se determinan a temperatura de película promedio.

$$T_{prom} = \frac{T_{sat} + T_{amb}}{2} = \frac{92 + 32}{2} = 62 \text{ °C}$$

Propiedades del aire a 62 °C.

$$\rho_{aire} = 1.0528 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{aire} = 2.0168 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

$$k_{aire} = 0.028226 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$Pr = 0.7197$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{2.0168 \times 10^{-5}}{1.0528} = 1.91565 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = \frac{1}{62 + 273.15} = 2.983739 \times 10^{-3} \text{ 1/K}$$

A continuación, se utiliza la relación del número de Rayleigh y Nusselt en la convección natural.

$$R_{ad} = \frac{g\beta(T_i - T_{amb})L_c^3 Pr}{v^2} = \frac{g\beta(T_i - T_{amb})H^3 Pr}{v^2}$$

$$R_{ad} = \frac{9.81 \cdot 2.983739 \times 10^{-3} \cdot (92 - 32) \cdot (1.3)^3 \cdot 0.7197}{(1.91565 \times 10^{-5})^2}$$

$$R_{ad} = 7.567 \times 10^9$$

$$Nu = \bar{C}_t Ra^{1/3}$$

$$Nu = 0.099 \cdot (7.567 \times 10^9)^{1/3}$$

$$Nu = 194$$

Coefficiente de convección externo.

$$h_e = \frac{kNu}{D} = \frac{0.028226 \cdot 194}{1}$$

$$h_e = 5.4758 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Radios

$$r_1 = 0.5 \text{ m}$$

$$r_2 = 0.503175 \text{ m}$$

Definiendo resistencias.

Resistencia del tubo:

$$R_t = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H \cdot K_{tuberia}} = \frac{\ln\left(\frac{1.00635}{1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 1.3 \cdot 15.1} = 0.000051321 \text{ K/W}$$

Resistencia del material aislante $K_{aisl} = 0.038 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, Elastómero Rubatex:

$$R_{aisl} = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H \cdot K_{aisl}} = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{0.503175}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 1.3 \cdot 0.038}$$

$$R_{aisl} = 3.22 \ln(1.98738 r_3)$$

Resistencia en el exterior de la tubería.

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot 2\pi \cdot r_3 \cdot H} = \frac{1}{5.4758 \cdot 2\pi \cdot r_3 \cdot 1.3}$$

$$R_e = \frac{1}{44.727 r_3}$$

Resistencia total:

$$R_{total} = R_t + R_{aisl} + R_e$$



Figura 2-14. Circuito térmico de resistencias en serie para los cálculos de aislamiento en el tanque de almacenamiento.

$$R_{total} = 0.000051321 + 3.22 \ln(1.98738r_3) + \frac{1}{44.727r_3}$$

$$Q = \frac{T_i - T_e}{R_{total}} = \frac{92 - 32}{0.000051321 + 3.22 \ln(1.98738r_3) + \frac{1}{44.727r_3}}$$

De igual forma se plantea la transferencia de calor desde el aislante al ambiente.

$$Q = \frac{T_3 - T_e}{R_e} = \frac{40 - 32}{\frac{1}{44.727r_3}} = 357.816r_3$$

Igualando las 2 expresiones de calor:

$$\frac{92 - 32}{0.000051321 + 3.22 \ln(1.98738r_3) + \frac{1}{44.727r_3}} = 357.816r_3$$

Resolviendo para r_3 .

$$r_3 = 0.546585 \text{ m}$$

Entonces el espesor es:

$$t_{aisl} = r_3 - r_2 = 0.546585 - 0.503175$$

$$t_{aisl} = 0.04341 \text{ m} \cong \mathbf{1.7 \text{ plg.}}$$

Se elige un espesor comercial de $1 \frac{3}{4}$ pulg debido a que es el próximo superior que se encuentra en el mercado.

CAPÍTULO 3: DISEÑO MECÁNICO

Material de los componentes

Se comienza definiendo el material utilizado para los dispositivos del sistema por absorción de vapor, el cual será el acero inoxidable dúplex

El dúplex, es uno de los aceros más resistentes, tanto a la corrosión, como a la tracción y la compresión. Su contenido de cromo se sitúa entre el 18 y 26%, mientras que el níquel supone entre un 4.5 y 6.5%. La incorporación en la mezcla de elementos como nitrógeno, silicio, tungsteno, molibdeno o cobre hace que su resistencia sea aún mayor.

El acero dúplex se llama así por sus iguales proporciones de ferrito y austenita.

- El ferrito es una de las estructuras cristalinas del hierro, concretamente las cristalizadas en sistemas cúbicos. También se le conoce con el nombre de “hierro- α ” (alfa). Uno de sus principales usos es la fabricación de imanes, debido a sus altas capacidades magnéticas.
- Por otro lado, la austenita, también conocida como “gamma hierro” (γ), es un ordenamiento concreto de los átomos de carbono y hierro, en concreto, la relativa a la solución sólida del carbono. La austenita no es ferromagnética a ninguna temperatura, a diferencia del ferrito.

Propiedades del acero dúplex

Gracias a esta composición, el acero inoxidable dúplex muestra las siguientes características:

- Este acero tiene una gran resistencia a la corrosión, tanto a la uniforme como a la de rendija, es decir, la que se suele dar en las áreas de contactos de las piezas.
- Es uno de los aceros más fuertes. Es muy difícil de fracturar, ya sea por fatiga o por corrosión bajo tensión.

- Es magnético.
- Presenta una fuerte resistencia a la tracción, muy superior a los aceros estándar.
- Su límite elástico dobla a otro tipo de aceros, como los austeníticos.
- Su fuerza mecánica es muy alta.
- Posee una gran tenacidad, por encima de la de los aceros ferríticos.
- Su expansión por temperatura es baja.
- No se puede aumentar su dureza con tratamientos térmicos.
- Es muy manejable y fácilmente soldable, mucho más que los ferríticos, aunque por debajo de los austeníticos

3.1 DISEÑO MECÁNICO DEL GENERADOR

En la figura 3-1 se puede observar un esquema del generador con los flujos que se encuentran en el incluyendo el flujo de alimentación proveniente del tanque además de la mezcla de los puntos c y b definidas en el diseño térmico al igual que el punto 2 dirigida al condensador.

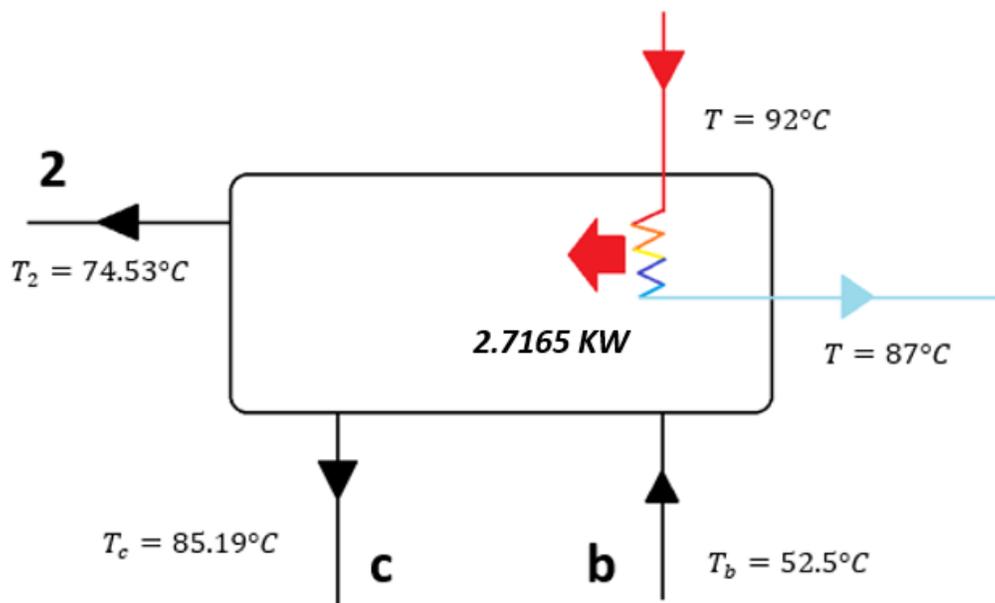


Figura 3-1: Condiciones de operación para el diseño del generador.

Selección de diámetro, espesor y material del tubo y arreglo.

Se selecciona tubería de acero inoxidable comercial de 1/2"

- *Diámetro interno:* $D_i = 0.015799 \text{ m}$
- *Diámetro externo:* $D_e = 0.021336 \text{ m}$
- *Espesor de la tubería:* $e = 0.002769 \text{ m}$
- *Conductividad térmica:* $k = 15.1 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

Se selecciona un arreglo de serpentín para el paso de agua caliente proveniente del tanque de almacenamiento considerando las siguientes dimensiones de la bobina.

- *Diámetro hidráulico:* $D_H = 0.1 \text{ m}$
- *Paso:* $p = 1.5D_e = 0.032004 \text{ m}$

Temperatura Media Logarítmica.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(92 - 85.19) - (87 - 52.5)}{\ln\left(\frac{92 - 85.19}{87 - 52.5}\right)} = 17.0655 \text{ } ^\circ\text{C}$$

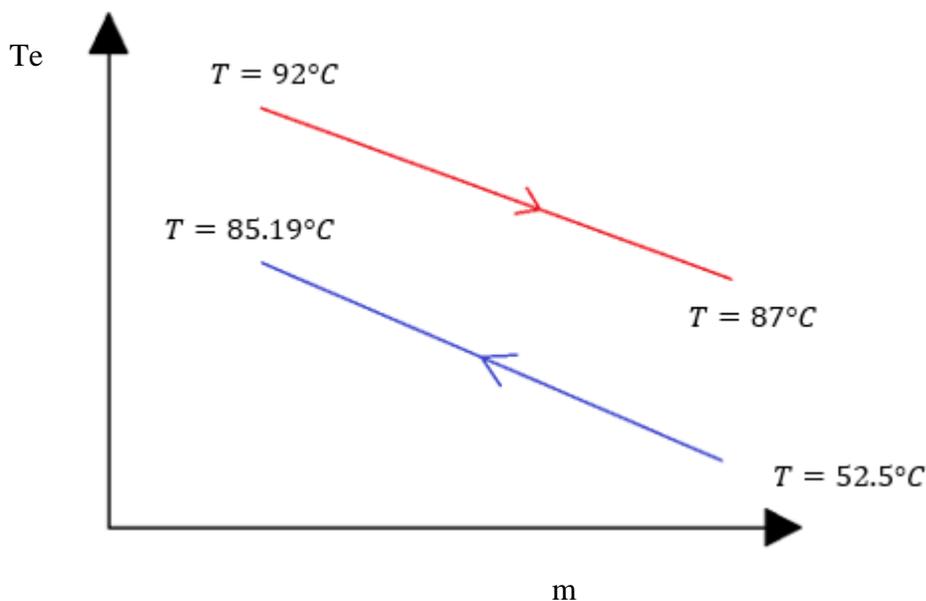


Figura 3-2: Perfil de temperatura para los fluidos en el generador.

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Ecuación que describe la transferencia de calor

$$\text{Ec. 3-1 } Q = UA\Delta T_m$$

A continuación, procedemos a calcular el valor del coeficiente global de transferencia de calor U_{op} para ello procederemos a un proceso iterativo para determinar el valor h_e evaluado primero h_i .

La temperatura de entrada y salida del agua de calentamiento es de 92°C y 87°C respectivamente. Entonces se tiene:

$$T_{pro} = \frac{T_{ent} + T_{sal}}{2} = \frac{92 + 87}{2} = 89.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua a 89.5°C

- $\rho = 965.86 \text{ } \text{kg}/\text{m}^3$
- $k = 0.6746 \text{ } \text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$
- $\mu = 0.3186 \times 10^{-3} \text{ } \text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$
- $P_r = 1.984$
- $C_p = 4205$

El flujo de calor Q a través del generador es: 2.765 kW

El flujo de agua caliente que debe pasar por el serpentín del generador es:

$$\dot{m}_{agua \text{ calent.}} = \frac{\dot{Q}}{C_p \Delta T} = \frac{2765}{4205 \cdot (92 - 87)}$$

$$\dot{m}_{agua \text{ calent.}} = 0.129203329 \text{ } \text{Kg}/\text{s}$$

Velocidad de masa del fluido.

$$G_{s \text{ serp}} = \rho V = \frac{\dot{m}_{10}}{\frac{\pi}{4} \cdot D_i^2} = \frac{0.129203329 \text{ } \text{Kg}/\text{s}}{\frac{\pi}{4} \cdot 0.015799^2} = 659.0761877 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Velocidad del fluido

$$V = \frac{G_{s \text{ serp}}}{\rho} = \frac{659.0761877}{965.86} = 0.6823 \text{ } \text{m}/\text{s}$$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_i}{\mu} = \frac{965.86 \cdot 0.6823 \cdot 0.015799}{0.3186 \times 10^{-3}} = 32679.3477$$

Número de Nusselt

Para un flujo turbulento en una tubería se tiene:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3} = 0.023 \cdot 32679.3477^{0.8} \cdot 1.984^{0.3}$$

$$Nu = 115.454$$

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} \rightarrow h_i = \frac{Nu \cdot k}{D_i} = \frac{115.454 \cdot 0.6746}{0.015799}$$

$$h_i = 4930.191 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Para un flujo en un espiral el coeficiente convectivo interno corregido se multiplica por el siguiente factor.

$$h_{ic} = h_i \cdot \left[1 + 3.5 \left(\frac{D_i}{D_H} \right) \right] = 4930.191 \left[1 + 3.5 \left(\frac{0.015799}{0.1} \right) \right]$$

$$h_{ic} = 7656.379 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Valor de la resistencia térmica interna por unidad de longitud R_i .

$$R_i = \frac{1}{h_{ic} \cdot \pi \cdot D_i} = \frac{1}{7656.379 \cdot \pi \cdot 0.015799} = 0.002631 \text{ K/W}$$

Resistencia térmica de la tubería por unidad de longitud:

$$R_t = \frac{\ln \left(\frac{D_e}{D_i} \right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{tuberia}} = \frac{\ln \left(\frac{0.021336}{0.015799} \right)}{2 \cdot \pi \cdot 15.1} = 0.003167 \text{ K/W}$$

Para calcular la resistencia en el exterior del tubo se necesita determinar el coeficiente de transferencia de calor en el exterior del mismo, para eso se necesita referir al concepto de ebullición nucleada en el generador.

En el régimen de ebullición nucleada la velocidad de transferencia de calor depende fuertemente de la naturaleza de la nucleación (el número de sitios activos de nucleación sobre la superficie, la rapidez de formación de burbujas en cada sitio, etc.), lo cual es difícil de predecir. El tipo y la condición de la superficie calentada también afectan la transferencia de calor. Estas complicaciones dificultan desarrollar relaciones teóricas para la transferencia de calor en el régimen de ebullición nucleada y se necesita apoyar en relaciones basadas en datos experimentales. A continuación, se muestra una relación que podemos usar para este caso.

$$h_e = \frac{q}{A\Delta T} = \frac{C_p^3 \mu_{sol} \Delta T^2}{C_{sf}^3 h_{sf}^2 Pr^3} \cdot \left(\frac{g(\rho_{sol} - \rho_v)}{\sigma_{sol}} \right)^{1/2}$$

Donde μ_{sol} : Viscosidad de la mezcla

h_{sf} : Entalpía de vaporización (para agua)

g : gravedad

ρ_{sol} : Densidad del líquido

ρ_v : Densidad el vapor

σ_{sol} : Tensión superficial entre líquido y vapor

C_p : Calor específico del líquido

ΔT : Diferencia de temperatura entre T_s que es la temperatura de la superficie y

T_{sat} que es la temperatura de operación del generador.

C_{sf} : Constante experimental dependiente de la combinación superficie fluido

Pr : Número de Prandtl del fluido

Para determinar todas las propiedades que se involucran en la expresión anterior se tiene que usar otras correlaciones poco convencionales, ya que la

sustancia de trabajo es agua-bromuro de litio y ésta es muy poco experimentada como para encontrar diagramas o correlaciones propias.

Determinación de $C_{p,s}$.

Para el calor específico de la solución se utiliza la siguiente ecuación.

$$C_{p,s} = 0.0976X^2 - 37.512X + 3825.4$$

Donde X : *Concentración de Bromuro de Litio*

$C_{p,s}$: *Calor específico de la solución en $J/kg \cdot ^\circ C$*

$$C_{p,s} = 0.0976(55)^2 - 37.512(55) + 3825.4$$

$$C_{p,s} = 2057.48 J/kg \cdot ^\circ C$$

Se determina la densidad de la mezcla por medio de ecuación.

$$\rho_s = 0.2288X^2 - 6.0579X + 1252.5 - 0.91652667(T_s - 33.1054264)$$

Donde: X : *concentración de Bromuro de Litio.*

T_s : *Temperatura de la solución en $^\circ C$*

ρ_s : *Densidad de la solución en kg/m^3*

$$\rho_s = 0.2288(55)^2 - 6.0579(55) + 1252.5 - 0.91652667(85.19 - 33.1054264)$$

$$\rho_s = 1563.699 kg/m^3$$

Determinando la viscosidad de la mezcla.

$$\mu_{sol} = 0.01EXP \left(A_1 + \frac{A_2}{T_s + 273.15} + A_3 \ln(T_s + 273.15) \right)$$

Donde x : *Concentración de peso de Bromuro de Litio*

T_s : *Temperatura de la solución en $^\circ C$*

μ_{sol} : Viscosidad dinámica de la solución en $Pa \cdot s$

Valores de las constantes: $A_1 = -494.122 + 16.3967x - 0.14511x^2$

$$A_1 = -494.122 + 16.3967(55) - 0.14511(55)^2$$

$$A_1 = -31.26$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568x + 8.52755x^2$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568(55) + 8.52755(55)^2$$

$$A_2 = 3001$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014x + 0.0207809x^2$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014(55) + 0.0207809(55)^2$$

$$A_3 = 4$$

Sustituyendo valores.

$$\mu_{sol} = 0.01EXP \left(-31.26 + \frac{3001}{85.19 + 273.15} + 4 \cdot \ln(85.19 + 273.15) \right)$$

$$\mu_{sol} = 17.99832x10^{-3} Pa \cdot s = 17.99832x10^{-3} kg/m \cdot s$$

Donde el rango aceptable es de $45 < x < 65\% BrLi$

Entalpia de vaporización

$$h_{fg} = \frac{m_c h_c + m_2 h_2}{m_b} - h_b = \frac{0.026265 \cdot 200 + 0.0008538 \cdot 2642.51}{0.02711} - 160.8985$$

$$h_{fg} = 116.08672 \text{ kJ/kg}$$

Conductividad térmica de la solución.

$$k_{sol} = 0.05[K_1 + (K_2 - K_1)(T_s - 39.85)] \text{ para } T_s \geq 39.85 \text{ } ^\circ C$$

Donde x : concentración en peso de Bromuro de Litio

T_s : Temperatura de la solución

k_s : Conductividad térmica de la solución en $W/m \cdot ^\circ C$

Valores de las constantes:

$$K_1 = -0.003081x + 0.62979$$

$$K_1 = -0.003081(55) + 0.62979$$

$$K_1 = 0.460335$$

$$K_2 = -0.003191795x + 0.65388$$

$$K_2 = -0.003191795(55) + 0.65388$$

$$K_2 = 0.47833$$

Sustituyendo valores

$$k_{sol} = 0.05[0.460335 + (0.47833 - 0.460335)(85.19 - 39.85)]$$

$$k_{sol} = 0.0638143 \text{ W/m} \cdot ^\circ C$$

Número de Prandtl

$$P_r = \frac{C_p \mu_{sol}}{k_{sol}} = \frac{2057.48 \cdot 17.99832 \times 10^{-3}}{0.0638143}$$

$$P_r = 573.89637$$

Tensión superficial

La constante experimental $C_{sf} = 0.0130$

Sustituyendo valores para encontrar el coeficiente de convección externo.

$$h_e = \frac{C_p^3 \mu_{sol} \Delta T^2}{C_{sf}^3 h_{sf}^2 P_r^3} \cdot \left(\frac{g(\rho_{sol} - \rho_v)}{\sigma_{sol}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$h_e = \frac{(2057.48)^3 (17.99 \times 10^{-3}) (T_e - 85.19)^2}{(0.0130)^3 (116.08672)^2 (573.89637)^3} \cdot \left(\frac{9.81(1564.73 - 0.0094)}{0.064975} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$h_e = 12441.711(T_e - 85.19)^2$$

Resistencia térmica a la convección.

$$R_e = \frac{1}{\pi D_e h_e} = \frac{1}{(\pi)(0.021336)(12441.711(T_e - 84.06)^2)}$$

$$R_e = 0.001199104 (T_e - 85.19)^{-2}$$

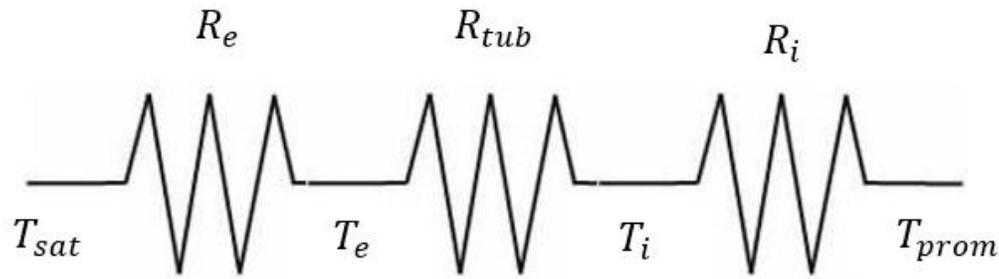


Figura 3-3: Condiciones de operación para el diseño del generador.

$$\frac{T_e - T_{sat}}{R_e} = \frac{T_i - T_e}{R_t} = \frac{T_{prom} - T_i}{R_i}$$

$$\frac{T_e - 85.19}{0.001199104 (T_e - 85.19)^{-2}} = \frac{T_i - T_e}{0.003167} = \frac{89.5 - T_i}{0.002631}$$

Igualando segundo y tercer término se tiene:

$$\frac{T_i - T_e}{0.003167} = \frac{89.5 - T_i}{0.002631}$$

$$0.002631(T_i - T_e) = 0.003167(89.5 - T_i)$$

$$0.002631T_i - 0.002631T_e = 0.2834465 - 0.003167T_i$$

$$0.002631T_i + 0.003167T_i = 0.002631T_e + 0.2834465$$

$$0.005798T_i = 0.002631T_e + 0.2834465$$

$$T_i = 0.4537T_e + 48.886$$

Igualando primer y segundo término se tiene:

$$\frac{T_e - 85.19}{0.001199104 (T_e - 85.19)^{-2}} = \frac{T_i - T_e}{0.003167}$$

$$0.003167(T_e - 85.19)^3 = 0.001199104(T_i - T_e)$$

$$0.001199104T_i = 0.001199104T_e + 0.003167(T_e - 85.19)^3$$

$$T_i = T_e + 2.6411(T_e - 85.19)^3$$

Resolviendo las ecuaciones resulta:

$$T_e = 87.94^\circ\text{C} \quad T_i = 86.08^\circ\text{C}$$

Por lo tanto, la resistencia en el exterior nos da.

$$R_e = R_e = 0.001199104 (T_e - 85.19)^{-2}$$

$$R_e = 0.001199104 (87.94 - 85.19)^{-2}$$

$$R_e = 0.00015856 \text{ K/W}$$

Calculando el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_e = \frac{1}{A_e(R_i + R_t + R_e)} = \frac{1}{\pi \cdot 0.015799 \cdot (0.002631 + 0.003167 + 0.00015856)}$$

$$U_e = 3382.4 \text{ W}/^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$$

Factor de incrustación es de 0.0002 para tuberías de acero.

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + 0.0002 \quad \rightarrow \quad \frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{3353.315} + 0.0002$$

$$U_{op} = 2017.56 \text{ W}/^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$$

Cálculo para la superficie de intercambio y longitud.

$$A_{total} = \frac{\dot{Q}_{sal}}{U_{op} \cdot \Delta T_m} = \frac{2716.5 \text{ J/s}}{(2017.56 \text{ W}/^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2) \cdot (17.06555^\circ\text{C})}$$

$$A_{total} = 0.07889745 \text{ m}^2$$

Longitud necesaria de la bobina.

$$A_{total} = \pi \cdot D_e \cdot L$$

$$L = \frac{A_{total}}{\pi \cdot D_e} = \frac{0.07889745}{\pi \cdot 0.021336} = 1.177064 \text{ m}$$

Número de vueltas.

$$L = N\sqrt{(2\pi r)^2 + p^2}$$

$$N = \frac{L}{\sqrt{(2\pi r)^2 + p^2}} = \frac{1.177064}{\sqrt{(2 \cdot \pi \cdot 0.05)^2 + 0.032004^2}}$$

$$N = 3.7274198 \approx 4 \text{ vueltas}$$

Altura estimada del generador.

$$H = N \cdot p + D_e = 4 \cdot 0.032004 + 0.021336 = 0.149 \approx 0.2 \text{ m}$$

Se estima un diámetro interno en la carcasa del generador de 0.18 m.

Caída de presión.

Lado de la carcasa.

D_c es el diámetro de la carcasa, el área transversal de flujo en la carcasa es a_s .

$$a_s = (\text{Área de la coraza}) - (\text{área de serpentín})$$

$$\begin{aligned} a_s &= \frac{\pi}{4} D_c^2 - \frac{\pi}{4} [(D_H + D_e)^2 - (D_H - D_e)^2] \\ &= \frac{\pi}{4} 0.18^2 - \frac{\pi}{4} \cdot [(0.1 + 0.021336)^2 - (0.1 - 0.021336)^2] \end{aligned}$$

$$a_s = 18.744 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Diámetro equivalente corregido.

$$D_e' = \frac{4a_s}{\text{perímetro húmedo friccional}} = \frac{4a_s}{\pi D_c + \pi D_e n_t} = \frac{4 \cdot (18.744 \times 10^{-3} \text{ m}^2)}{(\pi \cdot 0.18) + (\pi \cdot 0.021336)}$$

$$D_e' = 0.1185$$

Encontrando Reynolds para obtener factor de fricción.

El volumen ocupado por la bobina.

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) D_e^2 L$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) (0.021336)^2 \cdot (1.195773)$$

$$V_c = 0.000427528 \text{ m}^3$$

El volumen de la coraza.

$$V_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) (D_c^2) pN$$

$$V_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) (0.18^2) \cdot 0.032004 \cdot 4$$

$$V_a = 0.00325761 \text{ m}^3$$

El volumen disponible para el flujo de fluido en el anillo.

$$V_f = V_a - V_c$$

$$V_f = 0.0032576 - 0.000427528$$

$$V_f = 0.002830082 \text{ m}^3$$

Diámetro equivalente del lado de la carcasa del tubo enrollado.

$$D_e = \frac{4V_f}{\pi D_e L}$$

$$D_e = \frac{4(0.002830082)}{\pi(0.021336) \cdot (1.195773)}$$

$$D_e = 0.1412366 \text{ m}$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_g}{a_s}$$

$$G_s = \frac{0.010159787 \text{ Kg/s}}{18.744 \times 10^{-3}}$$

$$G_s = 0.54202876 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu}$$

$$Re = \frac{(0.54202876) \cdot (0.1412366)}{0.0180480219}$$

$$Re = 4.2417$$

Con valor de Reynolds y la gráfica del anexo 6 correspondiente se encuentra el factor de fricción con un valor de 0.01 que se multiplica por 144 para mantener consistentes las unidades

La ecuación isotérmica para la caída de presión en fluidos que se calientan o enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida es:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 L N_p}{2 g \rho D_e \phi_s}$$

Donde G_s es la velocidad másica, f (factor de fricción) y ϕ_s relación de viscosidades.

$$f = 1.008$$

$$\Delta P_s = \frac{144(0.01)(0.54202876)^2(0.2)(4)}{2(9.81)(1564.73)(0.1185)(1)}$$

$$\Delta P_s = 0.00009303 \text{ kgf}/\text{m}^2 = 0.00091231 \text{ Pa}$$

Potencia demanda por la bomba para vencer esa pérdida de presión.

$$N_B = v \cdot \Delta P_s \cdot \dot{m}_9 = \left(\frac{1}{1564.73} \right) \cdot 0.00091231 \cdot 0.010159787$$

$$N_B = 6 \times 10^{-8} \text{ W}$$

Lado del serpentín.

Velocidad

$$V = \frac{G_a}{\rho} = \frac{659.0761877 \text{ Kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}}{961.5 \text{ Kg}/\text{m}^3}$$

$$V = 0.685466 \text{ m/s}$$

Factor E.

$$E = D_H \cdot \left[1 + \left(\frac{p}{\pi \cdot D_H} \right)^2 \right]$$

$$E = 0.1 \cdot \left[1 + \left(\frac{0.032004}{\pi \cdot 0.1} \right)^2 \right]$$

$$E = 0.1$$

Factor de fricción del fluido que circula por el interior del serpentín.

$$f = \left[\frac{0.3164}{32682.4^{0.25}} + 0.03 \left(\frac{0.015799}{0.1} \right)^{0.5} \right] \cdot (1)^{0.27}$$

$$f = 0.035478653$$

Caída de presión.

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2 \cdot \rho}{2}$$

$$\Delta P = 0.035478653 \cdot \frac{1.183154}{0.015799} \cdot \frac{0.685466^2 \cdot 965.86}{2}$$

$$\Delta P = 602.8854 \text{ Pa} \approx 0.06 \text{ mca}$$

Potencia necesaria de la bomba para vencer esa caída de presión.

$$N_{B2} = \dot{m}_{10} \cdot g \cdot H = 0.129203329 \cdot 9.81 \cdot 0.06$$

$$N_{B2} = 0.076049079 \text{ W}$$

Otra forma.

$$N_{B1} = v \cdot \Delta P_s \cdot \dot{m}_{10} = \left(\frac{1}{965.86} \right) \cdot 623.25 \cdot 0.129203329$$

$$N_{B1} = 0.08 \text{ W}$$

3.1.1 RESUMEN DE RESULTADOS

Tabla 3-1: Propiedades térmicas del generador.

T_{sat}	85.19 °C
Q_{gene}	2.72 kW
\dot{m}_{h2o}	0.1292 kg/s
$\dot{m}_{solucion}$	0.01016 kg/s

Tabla 3-2: Propiedades mecánicas del generador.

$D_e \text{ tubo}$	21.3 mm
$D_i \text{ tubo}$	15.8 mm
$D_c \text{ carcasa}$	180 mm
<i>espesor de tubos</i>	2.8 mm
<i>longitud de bobina L</i>	1.18 m
<i>numero de vueltas</i>	4 vueltas
Configuración	serpentín
Altura de generador	200 mm
Material de tubos	Acero inoxidable AISI 302
Material de carcasa	Acero inoxidable AISI 302

3.2 SELECCIÓN DEL AISLANTE TÉRMICO DEL GENERADOR

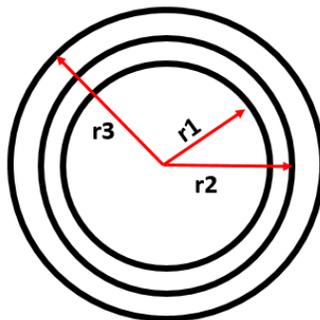


Figura 3-4 Esquema del intercambiador de calor con su aislante.

Carcasa, lámina de acero inoxidable 1/8''.

$$T_{sat} = 85.19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{amb} = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ais} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k_{ac} = 15.1 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Coefficiente convectivo interno.

De los cálculos del análisis del generador se obtiene.

$$h_i = 71068.297 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Coefficiente de convección externo.

Las propiedades del aire exterior se determinan a temperatura de película promedio.

$$T_{prom} = \frac{T_{sat} + T_{amb}}{2} = \frac{85.19 + 32}{2} = 58.59 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del aire a 59.59 °C.

$$\rho_{aire} = 1.06364 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{aire} = 2.00168 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$k_{aire} = 0.027977 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$Pr = 0.7205653$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{2.00168 \times 10^{-5}}{1.06364} = 1.88192 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = \frac{1}{58.595 + 273.15} = 3.014363 \times 10^{-3} \text{ 1/K}$$

A continuación, se utiliza la relación del número de Rayleigh y Nusselt en la convección natural.

$$R_{ad} = \frac{g\beta(T_i - T_{amb})L_c^3 Pr}{\nu^2} = \frac{g\beta(T_i - T_{amb})H^3 Pr}{\nu^2}$$

$$R_{ad} = \frac{9.81 \cdot 3.014363 \times 10^{-3} \cdot (85.19 - 32) \cdot (0.2)^3 \cdot 0.7205653}{(1.88192 \times 10^{-5})^2}$$

$$R_{ad} = 2.56 \times 10^7$$

$$\frac{D}{L} = \frac{0.18635}{0.2} = 0.93175$$

$$\frac{35}{Gr_L^{1/4}} = \frac{35}{\left(\frac{2.56 \times 10^7}{0.7205653}\right)^{1/4}} = 0.4533$$

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}}$$

Por lo tanto, el número de Nusselt se calcula como una placa vertical. Para el rango de Rayleigh $10^4 - 10^9$ se tiene la siguiente ecuación.

$$Nu = 0.59 Ra^{1/4}$$

$$Nu = 0.59 \cdot (2.56 \times 10^7)^{1/4}$$

$$Nu = 41.967$$

Coefficiente de convección externo.

$$h_e = \frac{kNu}{D} = \frac{0.027977 \cdot 41.967}{0.18635}$$

$$h_e = 6.3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Radios

$$r_1 = 0.09 \text{ m}$$

$$r_2 = 0.093175 \text{ m}$$

Definiendo resistencias. En la figura 3-5 podemos observar las resistencias formando un circuito térmico en serie para la transferencia de calor. Nos valdremos de este circuito térmico para calcular espesor de aislamiento.

Resistencia interna.

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_c \cdot H} = \frac{1}{71068.297 \cdot \pi \cdot 0.18635 \cdot 0.2}$$

$$R_i = 0.00012018 \text{ K/W}$$

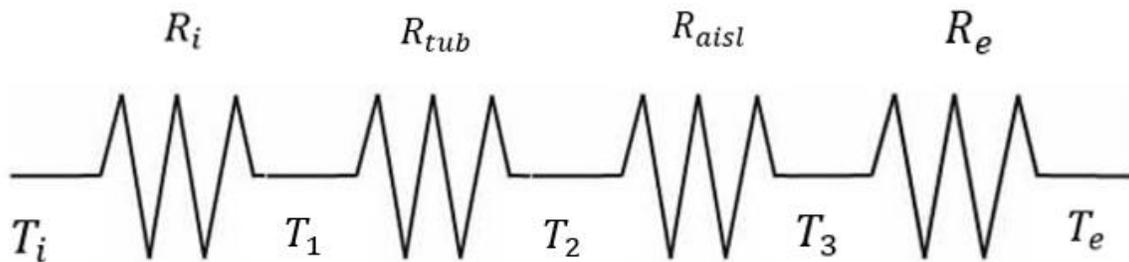


Figura 3-5. Circuito térmico constituido por 4 resistencias en serie para calcular aislamiento de generador. (Los autores).

Resistencia del tubo:

$$R_t = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H \cdot K_{tuberia}} = \frac{\ln\left(\frac{0.18635}{0.18}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0.2 \cdot 15.1} = 0.00182711 \text{ K/W}$$

Resistencia del material aislante $K_{aisl} = 0.038 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, Elastómero Rubatex:

$$R_{aisl} = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H \cdot K_{aisl}} = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{0.093175}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0.2 \cdot 0.038}$$

$$R_{aisl} = 20.94 \ln(10.732r_3)$$

Resistencia en el exterior de la tubería.

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot 2\pi \cdot r_3 \cdot H} = \frac{1}{6.3 \cdot 2\pi \cdot r_3 \cdot 0.2}$$

$$R_e = \frac{1}{7.9r_3}$$

Resistencia total:

$$R_{total} = R_i + R_t + R_{aisl} + R_e$$

$$R_{total} = 0.00012018 + 0.00182711 + 20.94 \ln(10.732r_3) + \frac{1}{7.9r_3}$$

$$Q = \frac{T_i - T_e}{R_{total}} = \frac{85.19 - 32}{0.00012018 + 0.00182711 + 20.94 \ln(10.732r_3) + \frac{1}{7.9r_3}}$$

De igual forma se plantea la transferencia de calor desde el aislante al ambiente.

$$Q = \frac{T_3 - T_e}{R_e} = \frac{40 - 32}{\frac{1}{7.9r_3}} = 63.2r_3$$

Igualando las 2 expresiones de calor:

$$\frac{85.19 - 32}{0.00012018 + 0.00182711 + 20.94 \ln(10.732r_3) + \frac{1}{7.9r_3}} = 63.2r_3$$

Resolviendo para r_3 .

$$r_3 = 0.12298684 \text{ m}$$

Entonces el espesor es:

$$t_{aisl} = r_3 - r_2 = 0.12298684 - 0.093175$$

$$t_{aisl} = 0.02981184 \text{ m} \cong \mathbf{1.17 \text{ plg.}}$$

Se elige un espesor comercial de 1.5 plg.

3.3 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL SISTEMA DE TANQUE DE ALMACENAMIENTO

En la figura 3-6 se muestra el esquema de la configuración del sistema de almacenamiento de agua caliente. En ello se muestra como el agua proveniente del colector solar pasa por un intercambiador de serpentín en el cual calienta el agua proveniente del generador y luego la lleva al tanque de almacenamiento donde será extraída para alimentar nuevamente el generador.

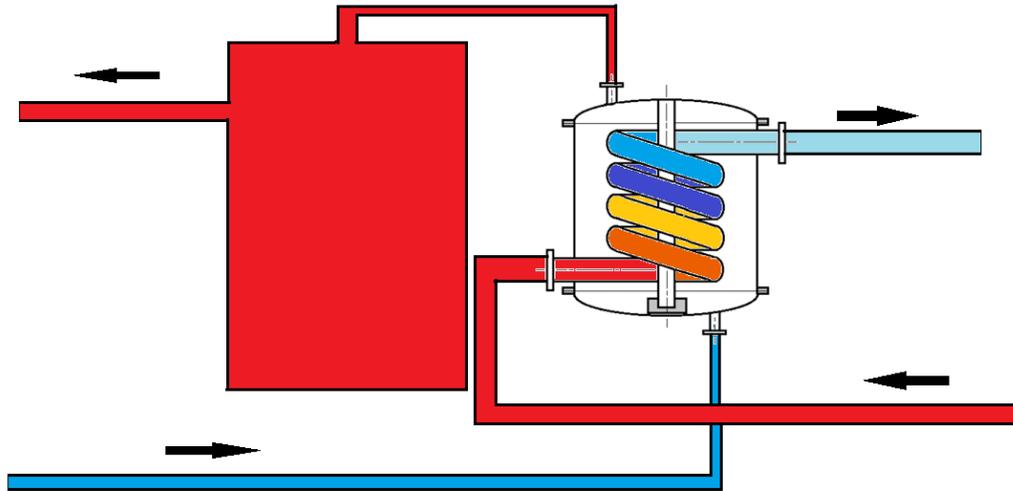


Figura 3-6 Esquema del intercambiador de serpentín para el sistema de almacenamiento de energía solar térmica.

DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE SERPENTÍN.

En las figuras 3-7 y 3-8 se muestran el tipo de intercambiador y la configuración utilizada.

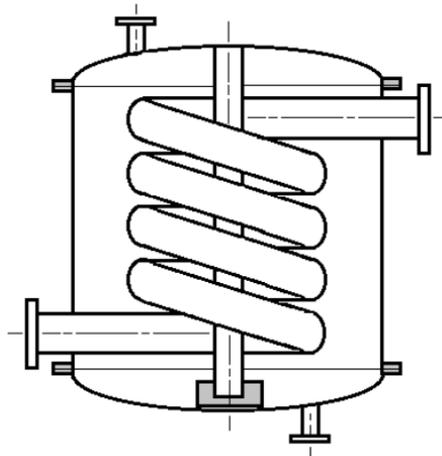


Figura 3-7 Esquema del intercambiador de calor (Diseño de un intercambiador de calor de serpentín para el enfriamiento de acetona, A. Pérez Sánchez (2019).

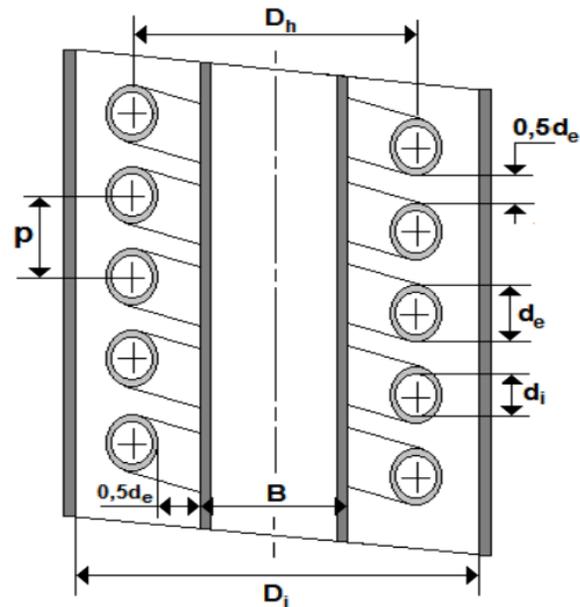


Figura 3-8. Configuración del intercambiador de calor (Diseño de un intercambiador de calor de serpentin para el enfriamiento de acetona, A. Pérez Sánchez (2019).

Dimensiones

B	0.08	m
C	0.1969	m
D	0.0243078	m
D_H	0.146802	m
d_o	0.033401	m
p	0.0501015	m
r	0.073401	m

Propiedades termodinámicas.

PROPIEDADES	SERPENTIN	CARCASA	UNIDADES
Flujo másico (\dot{m})	0.59371141	0.1315011	kg/s
Temperatura de entrada	95	87	°C
Temperatura de salida	93	92	°C
Temperatura promedio	94	89	°C

Calor específico (Cp)	4210.8	4205	J/Kg·K
Densidad (ρ)	962.26	965.86	Kg/m ³
Viscosidad dinámica (μ)	0.0003006	0.0003186	Kg/m·s
Conductividad térmica (k)	0.6766	0.6746	W/m·K
Numero de Prandtl (Pr)	1.872	1.984	

Temperatura media logarítmica. En la figura 3-9 se muestra el perfil de temperaturas en las que trabajan los fluidos en el intercambiador de calor.

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

$$\Delta T_{ML} = \frac{(95 - 92) - (93 - 87)}{\ln\left(\frac{95 - 92}{93 - 87}\right)}$$

$$\Delta T_{ML} = 4.32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

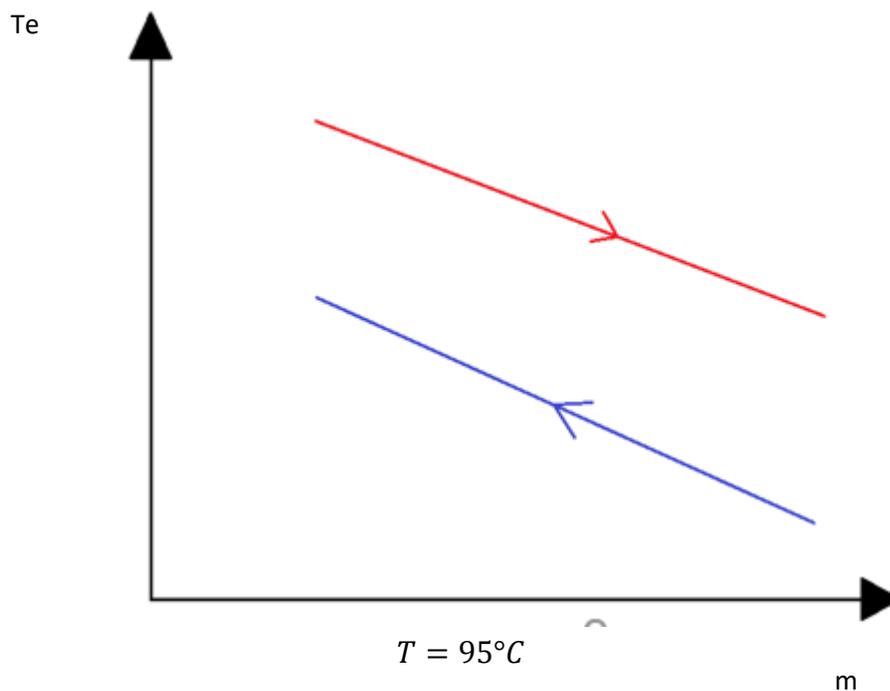


Figura 3-9. Perfil de temperaturas para los fluidos en intercambiador de calor.

La longitud de la bobina, L, necesaria para realizar N vueltas.

$$T = 92^\circ\text{C} \quad T = 93^\circ\text{C}$$

$$L = N\sqrt{(2\pi r)^2 + p^2}$$

$$L = N\sqrt{(2 \cdot \pi \cdot 0.073401)^2 + 0.0501015^2}$$

$$L = 0.463905485 \cdot N$$

El volumen ocupado por la bobina.

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) d_o^2 L$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) (0.033401)^2 \cdot (0.463905485 \cdot N)$$

$$V_c = 0.00040648 \cdot N$$

El volumen del anillo

$$V_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) (C^2 - B^2) p N$$

$$V_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) (0.1969^2 - 0.08^2) \cdot 0.0501015 \cdot N$$

$$V_a = 0.00127373 \cdot N$$

El volumen disponible para el flujo de fluido en el anillo.

$$V_f = V_a - V_c$$

$$V_f = 0.00127373 \cdot N - 0.00040648 \cdot N$$

$$V_f = 0.00086725 \cdot N$$

Diámetro equivalente del lado de la carcasa del tubo enrollado.

$$D_e = \frac{4V_f}{\pi d_o L}$$

$$D_e = \frac{4(0.00086725 \cdot N)}{\pi(0.033401) \cdot (0.463905485 \cdot N)}$$

$$D_e = 0.071263455 \text{ m}$$

Velocidad másica del fluido.

$$G_a = \frac{\dot{m}_{10}}{\frac{\pi}{4} [(C^2 - B^2) - ((D_H + d_o)^2 - (D_H - d_o)^2)]}$$

$$G_a = \frac{0.1315011 \text{ Kg/s}}{\frac{\pi}{4} [(0.1969^2 - 0.08^2) - ((0.146802 + 0.033401)^2 - (0.146802 - 0.033401)^2)]}$$

$$G_a = 13.12549259 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{G_a \cdot D_e}{\mu}$$

$$Re = \frac{(13.12549259) \cdot (0.071263455)}{0.0003186}$$

$$Re = 2935.86929$$

Para Reynolds entre 50 – 10000 se tiene el número de Nusselt.

$$Nu = 0.6 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.31}$$

$$Nu = 0.6 \cdot (2935.869291)^{0.5} \cdot (1.984)^{0.31}$$

$$Nu = 40.202913$$

Coefficiente convectivo externo (lado de la carcasa).

$$h_e = \frac{Nuk}{D_e} = \frac{40.202913 \cdot 0.6746}{0.071263455}$$

$$h_e = 380.5721341 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Coefficiente de transferencia de calor del lado de la bobina

Velocidad másica del fluido.

$$G_a = \frac{\dot{m}_{11}}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} = \frac{0.59371141 \text{ Kg/s}}{\frac{\pi}{4} \cdot 0.0243078^2}$$

$$G_a = 1279.364231 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{G_a \cdot D}{\mu} = \frac{1279.364231 \cdot 0.0243078}{0.0003006}$$

$$Re = 103454.8564$$

Con Reynolds se lee del anexo 7

$$j_H \cong 200$$

$$h_i = j_H \left(\frac{k}{D} \right) Pr^{1/3}$$

$$h_i = 200 \left(\frac{0.6766}{0.0243078} \right) (1.872)^{1/3}$$

$$h_i = 6860.960982 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Corrección para un tubo en espiral, esto se convierte en.

$$h_{ic} = h_i \cdot \left[1 + 3.5 \left(\frac{D}{D_H} \right) \right]$$

$$h_{ic} = 6860.960982 \cdot \left[1 + 3.5 \left(\frac{0.0243078}{0.146802} \right) \right]$$

$$h_{ic} = 10837.14686 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Resistencias

Resistencia interna

$$R_i = \frac{1}{h_{ic} \cdot \pi \cdot D} = \frac{1}{10837.14686 \cdot \pi \cdot 0.0243078}$$

$$R_i = 0.001208341 \text{ K/W}$$

Resistencia de la tubería

$$R_t = \frac{\ln(d_o/D)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tub}} = \frac{\ln(0.033401/0.0243078)}{2 \cdot \pi \cdot 390}$$

$$R_t = 0.000129686 \text{ K/W}$$

Resistencia externa

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot d_o} = \frac{1}{380.5721341 \cdot \pi \cdot 0.033401}$$

$$R_e = 0.025041116 \text{ K/W}$$

Coefficiente de transferencia de calor.

$$U_e = \frac{1}{\pi \cdot d_o \cdot (R_i + R_t + R_e)}$$

$$U_e = \frac{1}{\pi \cdot 0.033401 \cdot (0.001208341 + 0.000129686 + 0.025041116)}$$

$$U_e = 361.2684033 \text{ W/}^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$$

Considerando un factor de incrustación de 0.0002

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + 0.0002 = \frac{1}{361.2684033} + 0.0002$$

$$U_{op} = 336.924377 \text{ W/}^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$$

Área requerida de intercambio de calor.

$$Q = U_{op} \cdot A \cdot \Delta TML$$

$$A = \frac{Q}{U_{op} \cdot \Delta TML} = \frac{5000 \text{ W}}{(336.92437) \cdot (4.328085)}$$

$$A = 3.428797024 \text{ m}^2$$

Longitud de la bobina.

$$A = \pi \cdot d_o \cdot L = \pi \cdot d_o \cdot (0.463905485 \cdot N)$$

$$N = \frac{A}{\pi \cdot d_o \cdot (0.42080587)} = \frac{3.428797024}{\pi \cdot 0.033401 \cdot (0.463905485)}$$

$$N = 70.43733675 \approx 71 \text{ Vueltas}$$

Altura del intercambiador de calor.

$$H = N \cdot p + d_o = 71 \cdot 0.0501015 + 0.033401 = 3.590608 \text{ m}$$

Caída de presión

En la coraza.

Velocidad del agua.

$$V = \frac{G_a}{\rho} = \frac{13.12549 \frac{Kg}{m^2 \cdot s}}{965.86 \frac{Kg}{m^3}}$$

$$V = 0.013589436 \text{ m/s}$$

Coeficiente de arrastre.

$$C_A = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \left[1 + 0.095 \cdot \left(\frac{d_o}{D_H} \right)^{0.5} \cdot Re^{0.25} \right]$$

$$C_A = \frac{0.3164}{2935.869^{0.25}} \left[1 + 0.095 \cdot \left(\frac{0.033401}{0.146802} \right)^{0.5} \cdot 2935.869^{0.25} \right]$$

$$C_A = 0.057321065$$

Caída de presión.

$$\Delta P = C_A \cdot \frac{H}{D_e} \cdot \frac{V^2 \cdot \rho}{2}$$

$$\Delta P = 0.057321065 \cdot \frac{3.590608}{0.071263455} \cdot \frac{0.013589436^2 \cdot 965.86}{2}$$

$$\Delta P = 0.256816827 \text{ Pa} \approx 2.61882 \times 10^{-5} \text{ mca}$$

Potencia de la bomba necesaria para vencer esa caída de presión.

$$N_{B1} = Q\sigma H = \left(\frac{\dot{m}_{10}}{\rho} \right) (g \cdot \rho) H$$

$$N_{B1} = \dot{m}_{10} \cdot g \cdot H = 0.1315011 \cdot 9.81 \cdot 2.61882 \times 10^{-5}$$

$$N_{B1} = 3.3783 \times 10^{-5} \text{ W}$$

En la bobina.

Velocidad

$$V = \frac{G_a}{\rho} = \frac{1279.364231 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}}{962.26 \text{ Kg/m}^3}$$

$$V = 1.329541112 \text{ m/s}$$

Factor E.

$$E = D_H \cdot \left[1 + \left(\frac{p}{\pi \cdot D_H} \right)^2 \right]$$

$$E = 0.146802 \cdot \left[1 + \left(\frac{0.0501015}{\pi \cdot 0.146802} \right)^2 \right]$$

$$E = 0.148534486$$

Factor de fricción del fluido que circula por el interior del serpentín.

$$f = \left[\frac{0.3164}{103454.8564^{0.25}} + 0.03 \left(\frac{0.0243078}{0.148534486} \right)^{0.5} \right] \cdot (1)^{0.27}$$

$$f = 0.029778174$$

Caída de presión.

$$\Delta P = f \frac{L V^2 \rho}{D}$$

$$\Delta P = 0.029778174 \cdot \frac{0.463905485 \cdot 71}{0.0243078} \cdot \frac{1.329541112^2 \cdot 962.26}{2}$$

$$\Delta P = 34316.7574 \text{ Pa} \approx 3.499 \text{ mca}$$

Potencia necesaria de la bomba para vencer esa caída de presión.

$$N_{B2} = \dot{m}_{11} \cdot g \cdot H = 0.59371141 \cdot 9.81 \cdot 3.499$$

$$N_{B2} = 20.379 \text{ W}$$

3.4 SELECCIÓN DE AISLAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE SERPENTÍN

El aislante escogido es el elastómero rubatex que se definió anteriormente. Se muestra un esquema de la configuración de los materiales en la figura 3-10.

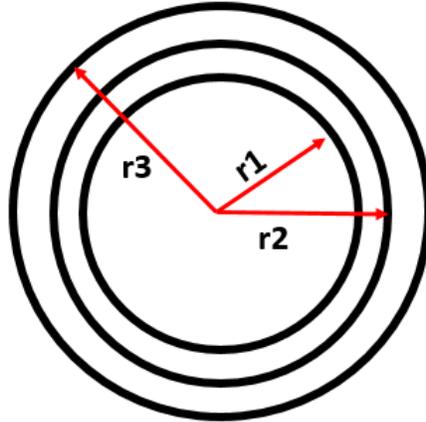


Figura 3-10. Esquema del intercambiador de calor con su aislante.

Carcasa, lámina de acero inoxidable 1/8''.

$$T_{int} = 92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{amb} = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ais} = 38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k_{ac} = 15.1 \text{ } \text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$$

Las propiedades del agua en el interior del intercambiador se determinan a 92 °C las cuales son:

$$\rho_s = 963.78 \text{ } \text{kg}/\text{m}^3$$

$$\mu = 0.378 \times 10^{-3} \text{ } \text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$$

$$k = 0.6758 \text{ } \text{W}/\text{m} \cdot \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\beta = 0.7076 \times 10^{-3}$$

$$Pr = 1.916$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0.378 \times 10^{-3}}{963.78} = 0.392206 \times 10^{-6} \text{ } \text{m}^2/\text{s}$$

Coefficiente convectivo interno.

De los cálculos del análisis del intercambiador de calor se obtiene.

$$h_i = 380.30616 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Coefficiente de convección externo.

Las propiedades del aire exterior se determinan a temperatura de película promedio.

$$T_{prom} = \frac{T_{sat} + T_{amb}}{2} = \frac{92 + 32}{2} = 62 \text{ }^\circ\text{C}$$

Propiedades del aire a 62 °C.

$$\rho_{aire} = 1.0528 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{aire} = 2.0168 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$k_{aire} = 0.028226 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$Pr = 0.7197$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{2.0168 \times 10^{-5}}{1.0528} = 1.91565 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = \frac{1}{62 + 273.15} = 2.983739 \times 10^{-3} \text{ 1/K}$$

A continuación, se utiliza la relación del número de Rayleigh y Nusselt en la convección natural.

$$R_{ad} = \frac{g\beta(T_i - T_{amb})L_c^3 Pr}{v^2} = \frac{g\beta(T_i - T_{amb})H^3 Pr}{v^2}$$

$$R_{ad} = \frac{9.81 \cdot 2.983739 \times 10^{-3} \cdot (92 - 32) \cdot (3.59)^3 \cdot 0.7197}{(1.91565 \times 10^{-5})^2}$$

$$R_{ad} = 1.5936 \times 10^{11}$$

$$\frac{D}{L} = \frac{0.1965}{3.59} = 0.054735376$$

$$\frac{35}{Gr_L^{1/4}} = \frac{35}{\left(\frac{1.5936 \times 10^{11}}{0.7197}\right)^{1/4}} = 0.051022424$$

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}}$$

Por lo tanto, el número de Nusselt se calcula como una placa vertical. Para el rango de Rayleigh $10^{10} - 10^{13}$ se tiene la siguiente ecuación.

$$Nu = 0.1Ra^{1/3}$$

$$Nu = 0.1 \cdot (1.5936 \times 10^{11})^{1/3}$$

$$Nu = 542.158711344$$

Coefficiente de convección externo.

$$h_e = \frac{kNu}{L} = \frac{0.028226 \cdot 542.158711344}{3.59}$$

$$h_e = 4.268707001 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Radios

$$r_1 = 0.09845 \text{ m}$$

$$r_2 = 0.101625 \text{ m}$$

Definiendo resistencias. En la figura 3-11 se muestran las 4 resistencias térmicas las cuales consisten en la resistencia interna, resistencia del material de la carcasa exterior, la resistencia debido al material aislante y la resistencia por la transferencia de calor por convección natural.

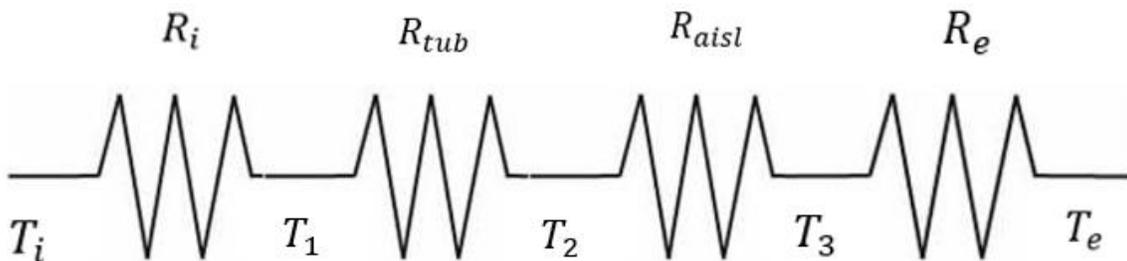


Figura 3-11. Circuito térmico constituido por 4 resistencias en serie para calcular aislamiento del tanque de almacenamiento.

Resistencia interna.

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot C \cdot H} = \frac{1}{380.30616 \cdot \pi \cdot 0.1969 \cdot 3.59}$$

$$R_i = 0.001184068 \text{ K/W}$$

Resistencia del tubo:

$$R_t = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H \cdot K_{tuberia}} = \frac{\ln\left(\frac{0.20325}{0.1969}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 3.59 \cdot 15.1} = 0.000093189 \text{ K/W}$$

Resistencia del material aislante $K_{aisl} = 0.038 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, Elastómero Rubatex:

$$R_{aisl} = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H \cdot K_{aisl}} = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{0.101625}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 3.59 \cdot 0.038}$$

$$R_{aisl} = 1.166654032 \ln(9.84r_3)$$

Resistencia en el exterior de la tubería.

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot 2\pi \cdot r_3 \cdot H} = \frac{1}{4.268707001 \cdot 2\pi \cdot r_3 \cdot 3.59}$$

$$R_e = \frac{1}{96.287666835r_3}$$

Resistencia total:

$$R_{total} = R_i + R_t + R_{aisl} + R_e$$

$$R_{total} = 0.001184068 + 0.000093189 + 1.166654032 \ln(9.84r_3) + \frac{1}{96.287666835r_3}$$

$$Q = \frac{T_i - T_e}{R_{total}}$$

$$= \frac{92 - 32}{0.001184068 + 0.000093189 + 1.166654032 \ln(9.84r_3) + \frac{1}{96.287666835r_3}}$$

De igual forma se plantea la transferencia de calor desde el aislante al ambiente.

$$Q = \frac{T_3 - T_e}{R_e} = \frac{38 - 32}{\frac{1}{96.287666835r_3}} = 577.726r_3$$

Igualando las 2 expresiones de calor:

$$\frac{92 - 32}{0.001184068 + 0.000093189 + 1.166654032 \ln(9.84r_3) + \frac{1}{96.287666835r_3}} = 577.726r_3$$

Resolviendo para r_3 .

$$r_3 = 0.165035 \text{ m}$$

Entonces el espesor es:

$$t_{aisl} = r_3 - r_2 = 0.165035 - 0.101625$$

$$t_{aisl} = 0.06341 \text{ m} \cong \mathbf{2.4964 \text{ plg.}}$$

Se elige un espesor comercial de 2.5 plg.

3.5 DISEÑO MECÁNICO DEL EVAPORADOR

El evaporador es el dispositivo encargado de extraer calor de la zona de baja temperatura para ello se diseñará un intercambiador de calor que tenga las dimensiones necesarias para la correcta extracción de calor.

DATOS PARA EL DISEÑO DEL EVAPORADOR

Generalidades

- Calor a retirar: 2000 W
- Flujo másico proveniente del generador: 0.000854 kg/s
- Temperatura de trabajo: 5 °C
- Presión de trabajo: 0.8175 KPa

Selección diámetro, espesor, material y configuración del intercambiador de calor.

- $dn = \frac{1}{8} \text{ in}$
- *acero inoxidable*
- *cedula 40*
- $de = 0.405 \text{ in} = 10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$
- $di = 0.269 \text{ in} = 6.83 \times 10^{-3} \text{ m}$

Cuadrada para limpieza

- $Pt = 1.25de = 1.25(10.287 \times 10^{-3} \text{ m}) = 12.86 \text{ mm}$

Cálculo de temperatura media logarítmica

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

Relación de temperaturas Evaporador vs Fluido a enfriar.

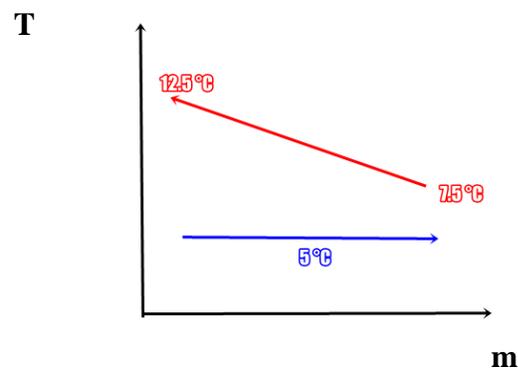


Figura 3-12: Perfil de temperatura para los fluidos.

En la figura 3-12 se muestra el perfil de temperaturas en el cual estarán operando los fluidos en el evaporador.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(12.5 - 5) - (7.5 - 5)}{\ln\left(\frac{12.5 - 5}{7.5 - 5}\right)} = 4.55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de Coeficiente Global de Transferencia de Calor

$$Q = UA\Delta T_{ml}$$

Cálculo de Resistencia Térmica Interna

Temperatura Promedio

$$T_{prom} = \frac{12.5 + 7.5}{2} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua a temperatura promedio y 1 atm de presión

- Densidad = 999.702 kg/m^3
- Conductividad termica = $0.58 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$
- Viscosidad dinamica = $1305.87 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$
- Prandtl = 9.44
- Calor especifico = $4.195 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$

Flujo de Agua

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q_{cond}}{C_p \Delta T} = \frac{2000 \text{ W}}{(4180)(34 - 26)} = 0.0628 \text{ kg/s}$$

Considerando una velocidad de 0.5 m/s

$$Re = \frac{\rho_a \cdot v \cdot di}{\mu} = \frac{(999.7 \text{ kg/s})(0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}})(6.83 \cdot 10^{-3} \text{ m})}{1305.87 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s}} = 2614.33$$

Calculando Nusselt

$$Nu = 0.125fRePr^{1/3}$$

$$f = [0.79 \ln \cdot Re - 1.64]^{-2} = [0.79 \ln \cdot 2614.33 - 1.64]^{-2} = 0.04775$$

$$Nu = 0.125 \cdot 0.04775 \cdot 2614.33 \cdot 9.44^{\frac{1}{3}} = 33.047$$

Coefficiente de Convección Interno

$$h_i = Nu \cdot \frac{K}{di} = (33.047) \left(\frac{0.58}{6.83 \cdot 10^{-3}} \right) = 2806.56 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Resistencia Térmica Interior

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i} = \frac{1}{2806.56 \cdot \pi \cdot 6.83 \cdot 10^{-3} m} = 0.01661 \frac{^\circ C}{W}$$

Calculo Resistencia térmica por Conducción en los tubos.

$$R_{ac} = \frac{\ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{ac}} = \frac{\ln \left(\frac{0.405 \text{ in}}{0.269 \text{ in}} \right)}{2 \cdot \pi \cdot 14.67 \frac{W}{m \cdot K}} = 4.439 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ C/W$$

Calculo Coeficiente de Convección en el exterior de los tubos.

$$\begin{aligned} h_e &= 0.729 \left(\frac{\rho^2 \cdot g \cdot h_{fg} \cdot k_f^3}{\mu \cdot d \cdot N \cdot (T_{sat} - T_e)} \right)^{1/4} \\ &= 0.729 \left(\frac{999.9^2 \cdot 9.81 \cdot 2490 \cdot 0.57}{1518.29 \cdot 10^{-6} Pa \cdot s \cdot 0.010287 m \cdot 2 \cdot (T_{sat} - T_e)} \right)^{1/4} \\ &= 1423.026 (T_e - T_{sat})^{1/4} \end{aligned}$$

Resistencia Térmica Exterior

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot A_e} = \frac{1}{1423.026 (T_{sat} - T_e)^{1/4} \cdot \pi \cdot 0.010287 m} = \frac{(T_{sat} - T_e)^{1/4}}{107.52}$$

Balance de Energía en la Tubería del Evaporador.

La figura 3-13 nos muestra un circuito térmico constituido por 3 resistencias en serie. Con ello y la ecuación de transferencia de calor entre 2 puntos podremos encontrar en valor de T_e y su correspondiente resistencia R_e .

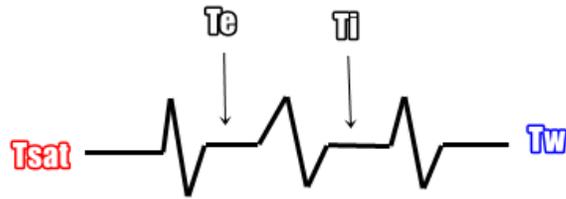


Figura 3-13: Resistencias térmicas en el evaporador.

$$\frac{T_{sat} - T_e}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{ac}} = \frac{T_i - T_w}{R_i}$$

$$\frac{5 - T_i}{\frac{(5 - T_e)^{1/4}}{107.52}} = \frac{T_i - T_e}{4.439 \cdot 10^{-3} \text{C/W}} = \frac{T_e - 10}{0.01361 \frac{\text{C}}{\text{W}}}$$

Ecuación 1

$$\frac{5 - T_i}{\frac{(5 - T_e)^{1/4}}{107.52}} = \frac{T_i - T_e}{4.439 \cdot 10^{-3} \text{C/W}}$$

Ecuación 2

$$\frac{T_i - T_e}{4.439 \cdot 10^{-3} \text{C/W}} = \frac{T_e - 10}{0.01361 \frac{\text{C}}{\text{W}}}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones.

$$T_e = 7.87 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_i = 8.33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Resistencia Térmica Exterior

$$R_e = \frac{(T_{sat} - T_e)^{1/4}}{107.52} = \frac{(7.87 - 5)^{1/4}}{107.52} = 0.00624 \text{ } ^\circ\text{C/w}$$

Calculo Coeficiente Global Transferencia de Calor

$$U_e = \frac{1}{A_e(Ri + Rac + Re)} = \frac{1}{\pi \cdot 0.010287 \text{ m} \cdot (0.01661 + 4.439 \cdot 10^{-3} + 0.0624)} = 370.23 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Factor de Incrustación

$$\frac{1}{U_t} = \frac{1}{U_e} + R_f = \frac{1}{370.23 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}} + 0.0002$$

$$U_t = 344.71 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Calculo para superficie de contacto y longitud

$$Q_t = U_t \cdot A_e \cdot \Delta T_m$$

$$A_e = \frac{Q_t}{U_t \cdot \Delta T_m} = \frac{2000 \text{ W}}{344.71 \cdot 4.55} = 1.275 \text{ m}^2$$

Determinación de número de tubos

$$\dot{m}_{h_2o} = 0.09537$$

$$A_t = \frac{0.09537 \text{ Kg/s}}{999.92 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 6.83 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 5.21 \text{ tubos} \approx 6 \text{ tubos}$$

Determinación Longitud de Tubos

$$L_t = \frac{A_c}{N_p \cdot N_t \cdot \pi \cdot d_e} = \frac{1.275}{2 \cdot 6 \cdot \pi \cdot 0.010287 \text{ m}} = 1.29 \text{ m}$$

3.5.1 RESUMEN DE RESULTADOS

Tabla 3-3: Características térmicas del evaporador.

T_{sat}	5°C
P_{sat}	0.87 KPa

Q_{cond}	2000 W
\dot{m}_{h_2o}	0.00085 kg/s
\dot{m}_{fl}	0.09537 kg/s

CARACTERISTICAS MECANICAS

Tabla 3-4: Propiedades mecánicas del evaporador

d_n tubos	1/8 pulg
d_e tubos	10.28 mm
d_i tubos	6.83 mm
longitud de tubos L_t	1.29 m
numero de tubos n_t	6 tubos
Configuración	cuadrada
Material de tubos	Acero inoxidable AISI 302
Material de carcasa	Acero inoxidable AISI 302

3.6 DISEÑO MECÁNICO DEL CONDENSADOR

En el condensador se evacua el calor de desecho del sistema, para ello la temperatura de este debe ser superior a la del ambiente para poder evacuar el calor sin mayores problemas.

DATOS PARA EL DISEÑO DEL CONDENSADOR

Generalidades

- Calor a retirar: 2110.4 W
- Flujo masico proveniente del generador: 0.01015 kg/s
- Temperatura de trabajo: 40°C
- Presión de trabajo: 7.381 KPa

Selección diámetro, espesor, material y configuración del intercambiador de calor.

- $dn = \frac{1}{8} \text{ in}$
- *acero inoxidable*
- *cedula 40*
- $de = 0.405 \text{ in} = 10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$
- $di = 0.269 \text{ in} = 6.83 \times 10^{-3} \text{ m}$

Cuadrada para limpieza

- $Pt = 1.25de = 1.25(10.287 \times 10^{-3} \text{ m}) = 12.86 \text{ mm}$

Cálculo de temperatura media logarítmica

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

Relación de temperaturas Condensador vs Fluido enfriador

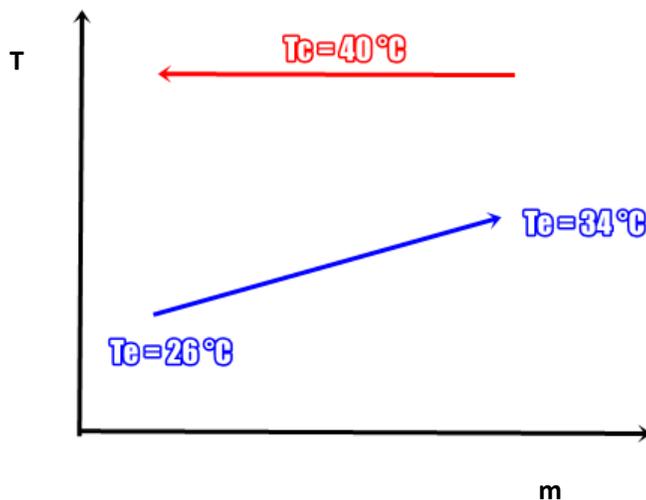


Figura 3-14: Diagrama de temperaturas del condensador.

En la figura 3-14 podemos notar el comportamiento en cuanto a temperaturas de los fluidos involucrados en el condensador. A continuación, se procede a calcular la diferencia de temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(40 - 26) - (40 - 34)}{\ln\left(\frac{40 - 26}{40 - 34}\right)} = 9.44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de Coeficiente Global de Transferencia de Calor

$$Q = UA\Delta T_{ml}$$

Cálculo de Resistencia Térmica Interna

Temperatura Promedio

$$T_{prom} = \frac{26 + 34}{2} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua a temperatura promedio y 1 atm de presión

- Densidad = 995.65 kg/m^3
- Conductividad termica = $0.6155 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$
- Viscosidad dinamica = $797.346 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$
- Prandtl = 5.41
- Calor especifico = $4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$
-

Balance de Energía en la Tubería del Condensador.

En la figura 3-15 notamos un circuito térmico definido por 3 resistencias en serie. Este circuito con la ayuda de la ecuación de transferencia de calor entre 2 puntos nos ayudará a encontrar el valor de T_e y su correspondiente resistencia R_e .

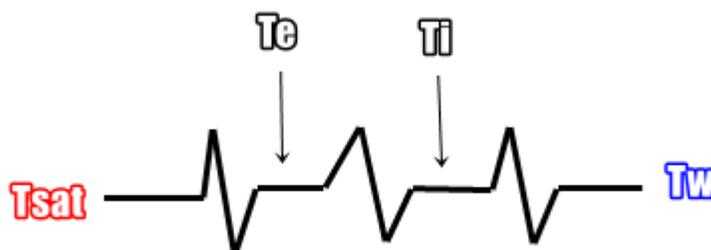


Figura 3-15 Resistencias térmicas del condensador.

$$\frac{T_{sat} - T_e}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{ac}} = \frac{T_i - T_w}{R_i}$$

$$\frac{40^\circ\text{C} - T_e}{\frac{(T_{sat} - T_e)^{1/4}}{107.52}} = \frac{T_e - T_i}{4.439 \cdot 10^{-3} \text{C/W}} = \frac{T_i - 30^\circ\text{C}}{0.01361 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}}$$

Ecuación 1

$$\frac{40^\circ\text{C} - T_e}{\frac{(T_{sat} - T_e)^{1/4}}{107.52}} = \frac{T_e - T_i}{4.439 \cdot 10^{-3} \text{C/W}}$$

Ecuación 2

$$\frac{T_e - T_i}{4.439 \cdot 10^{-3} \text{C/W}} = \frac{T_i - 30^\circ\text{C}}{0.01361 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones.

$$T_e = 35.75^\circ\text{C}$$

$$T_i = 34.34^\circ\text{C}$$

Resistencia Térmica Exterior

$$R_e = \frac{(T_{sat} - T_e)^{1/4}}{107.52} = \frac{(40^\circ\text{C} - 35.75)^{1/4}}{107.52} = 0.01335 \text{ }^\circ\text{C/w}$$

Calculo Coeficiente Global Transferencia de Calor

$$U_e = \frac{1}{A_e(R_i + R_{ac} + R_e)} = \frac{1}{\pi \cdot 0.010287 \text{ m} \cdot (0.01361 + 4.439 \cdot 10^{-3} + 0.01335)}$$

$$= 985.475 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Factor de Incrustación

$$\frac{1}{U_t} = \frac{1}{U_e} + R_f = \frac{1}{985.475 \frac{W}{m^2K}} + 0.0002$$

$$U_t = 823.22 \frac{W}{m^2K}$$

Calculo para superficie de contacto y longitud

$$Q_t = U_t \cdot A_e \cdot \Delta T_m$$

$$A_e = \frac{Q_t}{U_t \cdot \Delta T_m} = \frac{2110.4 W}{823.22 \cdot 9.44} = 0.27 m^2$$

Determinación de numero de tubos

$$\dot{m}_{h_2o} = 0.0629 kg/s$$

$$A_t = \frac{0.0629 Kg/s}{995.65 \frac{Kg}{m^3} \cdot 6.83 \cdot 10^{-3} m} = 3.45 tubos \approx 4 tubos$$

Determinación Longitud de Tubos

$$L_t = \frac{A_c}{N_p \cdot N_t \cdot \pi \cdot d_e} = \frac{0.27}{2 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 0.010287 m} = 1.047 m$$

3.6.1 RESUMEN DE RESULTADOS

Tabla 3-5: Características térmicas del condensador.

T_{sat}	40°C
P_{sat}	7.38 KPa

Q_{cond}	2103.7 W
\dot{m}_{h2o}	0.00085 kg/s
\dot{m}_{fl}	0.11 kg/s

PROPIEDADES MECANICAS

Tabla 3-6: Características mecánicas del condensador.

d_n tubos	1/8 pulg
d_e tubos	10.28 mm
d_i tubos	6.83 mm
longitud de tubos L_t	1.047 m
numero de tubos n_t	4 tubos
Configuración	cuadrada
Material de tubos	Acero inoxidable AISI 302
Material de carcasa	Acero inoxidable AISI 302

3.7 DISEÑO MECÁNICO DEL ABSORBEDOR

El absorbedor recibe el fluido de trabajo como vapor saturado a baja presión y lo pone en contacto con otra fase o compuesto (líquido o sólido); el fluido de trabajo, al entrar en contacto con este líquido o sólido experimenta un fenómeno de sorción y se une al líquido o sólido en cuestión, liberando una cantidad dada de calor de absorción $\dot{Q}_{evacuacion}$

Generalidades

- **Calor a retirar:** 2.6 KW
- **Presión de trabajo:** 0.8175 KPa

Selección diámetro, espesor, material y configuración del intercambiador de calor.

- $dn = \frac{1}{8} \text{ in}$
- *acero inoxidable*
- *cedula 40*
- $de = 0.405 \text{ in} = 10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$
- $di = 0.269 \text{ in} = 6.83 \times 10^{-3} \text{ m}$

Cuadrada para limpieza

- $Pt = 1.25de = 1.25(10.287 \times 10^{-3} \text{ m}) = 12.86 \text{ mm}$

Cálculo de temperatura media logarítmica

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

Relación de temperaturas Absorbedor vs Fluido Enfriador

En la figura 3-16 notamos el comportamiento en la temperatura de los fluidos involucrados en el absorbedor.

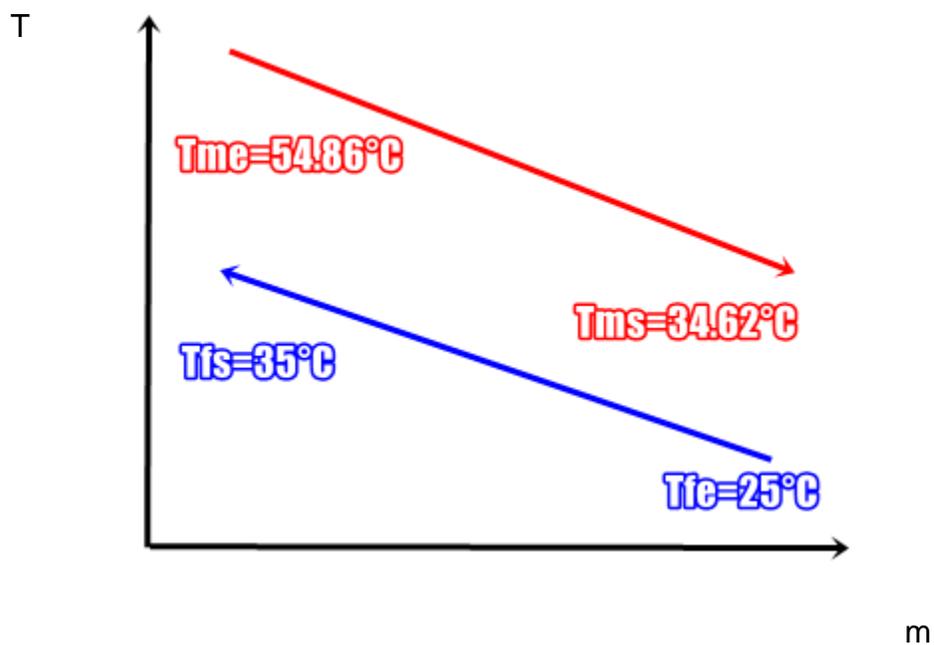


Figura 3-16: Diagrama de temperaturas del absorbedor.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(54.86 - 35) - (34.62 - 25)}{\ln\left(\frac{54.86 - 35}{34.62 - 26}\right)} = 14.12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de Coeficiente Global de Transferencia de Calor

$$Q = UA\Delta T_{ml}$$

Cálculo de Resistencia Térmica Interna

Temperatura Promedio

$$T_{prom} = \frac{25 + 35}{2} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua a temperatura promedio y 1 atm de presión

- Densidad = 995.649 kg/m^3
- Conductividad térmica = $0.61 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$
- Viscosidad dinámica = $797.35 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$
- Prandtl = 5.41
- Calor específico = $4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$

Flujo de Agua

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q_{cond}}{C_p \Delta T} = \frac{3020 \text{ W}}{(4179)(35 - 25)} = 0.072 \text{ kg/s}$$

Considerando una velocidad de 0.5 m/s

$$Re = \frac{\rho_a \cdot v \cdot di}{\mu} = \frac{(995.65 \text{ kg/s})(0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}})(6.83 \cdot 10^{-3} \text{ m})}{797.35 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 4264.30$$

Calculando Nusselt

$$Nu = 0.125fRePr^{1/3}$$

$$f = [0.79\ln \cdot Re - 1.64]^{-2} = [0.79\ln \cdot 4264.30 - 1.64]^{-2} = 0.0414$$

$$Nu = 0.125 \cdot 0.0414 \cdot 4264.30 \cdot 5.41^{1/3} = 38.75$$

Coeficiente de Convección Interno

$$h_i = Nu \cdot \frac{K}{di} = (38.75) \left(\frac{0.6155}{6.83 \cdot 10^{-3}} \right) = 3492.04 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Resistencia Térmica Interior

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i} = \frac{1}{3492.04 \cdot \pi \cdot 6.83 \cdot 10^{-3} m} = 0.01331 \frac{^\circ C}{W}$$

Calculo Resistencia Térmica por Conducción en los tubos.

$$R_{ac} = \frac{\ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right)}{2\pi K_{ac}} = \frac{\ln \left(\frac{0.405 \text{ in}}{0.269 \text{ in}} \right)}{2\pi \cdot 14.67 \frac{W}{m \cdot K}} = 4.439 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ C/W$$

Calculo Coeficiente de Convección en el exterior de los tubos.**Cálculo de densidad de solución:**

$$\rho_s = 0.2288x^2 - 6.0579x + 1252.5 - 0.91652667(T_{s-prom} - 33.1054264)$$

Donde $x = \text{peso de bromuro de litio en agua}$ $x = 55$

$$\rho_s = 0.2288 \cdot 55^2 - 6.0579 \cdot 55 + 1252.5 - 0.91652667(47.36 - 33.1054264)$$

$$\rho_s = 1598.37 \frac{Kg}{m^3}$$

Cálculo de calor específico de la solución:

$$Cp_{sol} = 0.0976x^2 - 37.512x + 3825.4$$

$$Cp_{sol} = 0.0976x^2 - 37.512x + 3825.4$$

$$Cp_{sol} = 2057.48 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$$

Viscosidad dinámica:

$$\mu_{sol} = 0.001EXP \left(A_1 + \frac{A_2}{T_{sol} + 273.15} + A_3 \ln(T_{sol} + 273.15) \right)$$

$$A_1 = -494.122 + 16.3967x - 0.14511x^2$$

$$A_1 = -494.122 + 16.3967 \cdot 55 - 0.14511 \cdot 55^2$$

$$A_1 = -31.26$$

$$A_2 = 28606 - 934.568x + 8.52755x^2$$

$$A_2 = 28606 - 934.568 \cdot 55 + 8.52755 \cdot 55^2$$

$$A_2 = 3000.99$$

$$A_3 = 76.3848 - 2.35014x + 0.0207809x^2$$

$$A_3 = 76.3848 - 2.35014 \cdot 55 + 0.0207809 \cdot 55^2$$

$$A_3 = 3.989$$

$$\mu_{sol} = 0.001 \text{EXP} \left(-31.29 + \frac{3000.99}{T_{sol} + 273.15} + 3.989 \cdot \ln(T_{sol} + 273.15) \right)$$

$$\mu_{sol} = 4.385 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Conductividad Térmica de la Solución:

$$K_{sol} = 0.05(K_1 + (K_2 - K_1)(T_{sol} - 39.85))$$

$$K_1 = -0.003081x + 0.62979$$

$$K_1 = -0.003081 \cdot 55 + 0.62979$$

$$K_1 = 0.460335$$

$$K_2 = -0.003191795x + 0.6388$$

$$K_2 = -0.003191795 \cdot 55 + 0.6388$$

$$K_2 = 0.478331275$$

$$K_{sol} = 0.05(0.460335 + (0.478331275 - 0.460335)(47.36 - 39.85))$$

$$K_{sol} = 0.029801 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

Calculo número de Prandtl

$$Pr = \frac{Cp_{sol} \cdot \mu_{sol}}{K_{sol}}$$

$$Pr = \frac{2057.48 \cdot 4.385 \cdot 10^{-5}}{0.029801} = 30.24$$

$$Pr = 30.24$$

Cálculo del coeficiente de convección en el exterior de los tubos:

$$h_{pe} = \frac{\mu_{sol} C_p^3 (T_e - T_{sat})^2 g (\rho_{sol} - \rho_{vap})}{A h_{fg}^2 (C_{sf} Pr^1)^3 g \sigma}$$

μ_{sol} : Viscosidad de la mezcla

h_{fg} : Entalpía de vaporización agua

g : Gravedad

C_{sf} : Constante experimental dependiente de la combinación superficie fluido

(Para acero inoxidable pulido mecánicamente $C_{sf} = 0.0130$)

ρ_{sol} : Densidad de la solución

ρ_{vap} : Densidad del vapor

σ : Tensión superficial entre líquido y vapor

C_p -sol: Calor específico de la solución

T_e : Temperatura superficial de la superficie externa

T_{sat} : Temperatura de saturación del líquido

Pr : Número de Prandtl

n : Constante experimental que depende del fluido (acero inoxidable pulido

mecánicamente $n = 1$)

$$h_{pe} = \frac{\mu_{sol} C_p^3 (T_e - T_{sat})^2 (\rho_{sol} - \rho_{vap})}{A h_{fg}^2 (C_{sf} Pr^1)^3 \sigma}$$

Colocando valores en la ecuación:

$$h_{pe} = \frac{4.38510^{-4} (2057.48^3) (T_e - 5)^2 (1591.83 - 0.0094)}{\pi 0.0889 (150.15^2) (0.013) (30.2443^1)^3 0.064975}$$

$$h_{pe} = 319\,832.74(T_e - 5)^{-2}$$

Resistencia Térmica Exterior

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot A_e} = \frac{1}{319.823.74 (T_{sat} - T_e)^{-2} \pi 0.010287 \text{ m}} = 1.892 \cdot 10^{-6} (T_e - 5)^{-2}$$

Balance de Energía en la Tubería del Absorbedor.

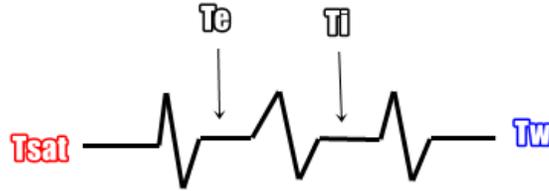


Figura 3-17 Resistencias térmicas del absorbedor.

$$\frac{T_{sat} - T_e}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{ac}} = \frac{T_i - T_w}{R_i}$$

La figura 3-17 nos muestra un circuito térmico constituido por 3 resistencias en serie las cuales. Con la ayuda de la ecuación de transferencia de calor entre 2 puntos encontraremos el valor de T_e y su correspondiente resistencia R_e .

$$\frac{30 - T_i}{1.892 \cdot 10^{-6} \cdot (T_e - 5)^{-2}} = \frac{T_i - T_e}{4.439 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/W}} = \frac{T_e - 10}{0.01331 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}}$$

Ecuación 1

$$\frac{5 - T_i}{1.892 \cdot 10^{-6} \cdot (T_e - 5)^{-2}} = \frac{T_i - T_e}{4.439 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/W}}$$

Ecuación 2

$$\frac{T_i - T_e}{4.439 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/W}} = \frac{T_e - 10}{0.01361 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones.

$$T_e = 44.69 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_i = 40.96 \text{ }^\circ\text{C}$$

Resistencia Térmica Exterior

$$R_e = 1.892 \cdot 10^{-6} \cdot (T_e - 5)^{-2} = 1.892 \cdot 10^{-6} \cdot (44.69 - 5)^{-2} = 1.2010 \times 10^{-9} \text{ }^\circ\text{C/w}$$

Cálculo Coeficiente Global Transferencia de Calor

$$\begin{aligned} U_e &= \frac{1}{A_e(R_i + R_{ac} + R_e)} \\ &= \frac{1}{\pi \cdot 0.010287 \text{ m} (0.01331 + 4.439 \cdot 10^{-3} + 1.2010 \cdot 10^{-9} \text{ }^\circ\frac{\text{C}}{\text{W}})} \\ &= 1731.56 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

Factor de Incrustación

$$\frac{1}{U_t} = \frac{1}{U_e} + R_f = \frac{1}{1731.56 \text{ W/m}^2\text{K}} + 0.0002$$

$$U_t = 1286.15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Cálculo para superficie de contacto y longitud

$$Q_t = U_t A_e \Delta T m$$

$$A_e = \frac{Q_t}{U_t \cdot \Delta T m} = \frac{2600 \text{ W}}{1286.1514.12} = 0.14 \text{ m}^2$$

Determinación de número de tubos

$$\dot{m}_{h_2o} = 0.072 \text{ Kg/s}$$

$$A_t = \frac{0.072 \text{ Kg/s}}{995.65 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 6.83 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 3.94 \text{ tubos} \approx 4 \text{ tubos}$$

Determinación Longitud de Tubos

$$L_t = \frac{Ac}{N_p N_t \pi d_e} = \frac{0.14}{2 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 0.010287m} = 0.54 m$$

3.7.1 RESUMEN DE RESULTADOS

CARACTERISTICAS TERMICAS

Tabla 3-7: Características térmicas del absorbedor.

T_{sat}	5°C
P_{sat}	0.87 KPa
$Q_{eva-abs}$	2600 W
\dot{m}_{sol}	0.0093 kg/s
\dot{m}_{fl}	0.072 kg/s

CARACTERISTICAS MECANICAS

Tabla 3-8: Características mecánicas del absorbedor.

d_n tubos	1/8 pulg
d_e tubos	10.28 mm
d_i tubos	6.83 mm
longitud de tubos L_t	0.54 m
numero de tubos n_t	4 tubos
Configuración	cuadrada
Material de tubos	Acero inoxidable AISI 302
Material de carcasa	Acero inoxidable AISI 302

3.8 DISEÑO MECÁNICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

En la figura 3-18 se puede observar el diagrama de temperaturas obtenidos en el diseño térmico del intercambiador de calor.

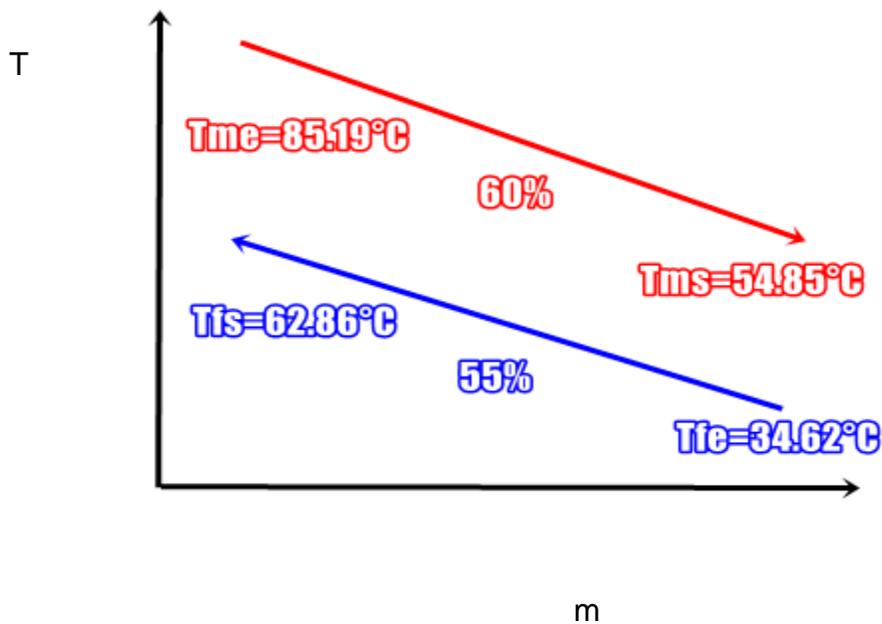


Figura: 3.18 Diagrama de temperaturas y porcentaje de solución.

Cálculo de temperatura media logarítmica:

$$\Delta T_{m-eva} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{(85.19^\circ\text{C} - 62.86^\circ\text{C}) - (54.84^\circ\text{C} - 34.62^\circ\text{C})}{\ln \left(\frac{85.19^\circ\text{C} - 62.86^\circ\text{C}}{54.85^\circ\text{C} - 34.62^\circ\text{C}} \right)} = 21.26^\circ\text{C}$$

RESISTENCIA TERMICA INTERNA

Cálculo de propiedades de fluido con menor temperatura:

Cálculo de temperatura promedio de la solución

$$T_{s-prom} = \frac{62.86^\circ\text{C} + 34.62^\circ\text{C}}{2} = 48.79^\circ\text{C}$$

Cálculo de densidad de solución:

$$\rho_s = 0.2288x^2 - 6.0579x + 1252.5 - 0.91652667(T_{s-prom} - 33.1054264)$$

Donde $x = \text{peso de bromuro de litio en agua}$ $x = 55$

$$\rho_s = 0.2288 \cdot 55^2 - 6.0579 \cdot 55 + 1252.5 - 0.91652667(47.36 - 33.1054264)$$

$$\rho_s = 1597.06 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Cálculo de calor específico de la solución:

$$Cp_{sol} = 0.0976x^2 - 37.512x + 3825.4$$

$$Cp_{sol} = 0.0976x^2 - 37.512x + 3825.4$$

$$Cp_{sol} = 2057.48 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Viscosidad dinámica:

$$\mu_{sol} = 0.001 \text{EXP} \left(A_1 + \frac{A_2}{T_{sol} + 273.15} + A_3 \ln(T_{sol} + 273.15) \right)$$

$$A_1 = -494.122 + 16.3967x - 0.14511x^2$$

$$A_1 = -494.122 + 16.3967 \cdot 55 - 0.14511 \cdot 55^2$$

$$A_1 = -31.26$$

$$A_2 = 28606 - 934.568x + 8.52755x^2$$

$$A_2 = 28606 - 934.568 \cdot 55 + 8.52755 \cdot 55^2$$

$$A_2 = 3000.99$$

$$A_3 = 76.3848 - 2.35014x + 0.0207809x^2$$

$$A_3 = 76.3848 - 2.35014 \cdot 55 + 0.0207809 \cdot 55^2$$

$$A_3 = 3.989$$

$$\mu_{sol} = 0.001 \text{EXP} \left(-31.29 + \frac{3000.99}{T_{sol} + 273.15} + 3.989 \cdot \ln(T_{sol} + 273.15) \right)$$

$$\mu_{sol} = 2.98 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Conductividad Térmica de la Solución:

$$K_{sol} = 0.05(K_1 + (K_2 - K_1)(T_{sol} - 39.85))$$

$$K_1 = -0.003081x + 0.62979$$

$$K_1 = -0.003081 \cdot 55 + 0.62979$$

$$K_1 = 0.460335$$

$$K_2 = -0.003191795x + 0.6388$$

$$K_2 = -0.003191795 \cdot 55 + 0.6388$$

$$K_2 = 0.478331275$$

$$K_{sol} = 0.05(0.460335 + (0.478331275 - 0.460335)(47.36 - 39.85))$$

$$K_{sol} = 0.031046 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

Calculo número de Prandtl

$$Pr = \frac{Cp_{sol} \cdot \mu_{sol}}{K_{sol}}$$

$$Pr = \frac{2057.48 \cdot 2.98 \cdot 10^{-3}}{0.031046} = 197.45$$

$$Pr = 197.45$$

Calculo número de Reynolds.

Asumiendo una velocidad de 0.5 m/s

$$Re = \frac{\rho_{sol} \cdot v_{sol} \cdot d_i}{\mu_{sol}} = \frac{1597.06 \cdot 0.5 \cdot 0.00683m}{2.98 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s} = 175.67$$

$$Re = 175.67$$

Calculo número de Nusselt

$$Nu_u = 0.023Re^{4/5}Pr^n \quad n = 0.4 \text{ para calentamiento}$$

$$Nu_u = 0.023 \cdot 175.67^{4/5} \cdot 197.45^{0.4} = 11.90$$

$$Nu_u = 11.90$$

Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor:

$$h_i = \frac{Nu \cdot K_{sol}}{d_i}$$

$$h_i = \frac{11.90 \cdot 0.031046 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0.00683 m}$$

$$h_i = 54.09 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Cálculo de resistencia interna:

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i} = \frac{1}{\left(54.09 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (\pi)(0.00683 m)(1m)} = 0.86 \frac{^\circ C}{W}$$

$$R_i = 0.86 \frac{^\circ C}{W}$$

RESISTENCIA TERMICA ACERO

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi K_{ac}} = \frac{\ln\left(\frac{10.287 mm}{6.83 mm}\right)}{(2)(\pi)\left(15.1 \frac{W}{m \cdot K}\right)} = 0.004567 \frac{^\circ C}{W}$$

$$R_{ac} = 0.004567 \frac{^\circ C}{W}$$

RESISTENCIA TERMICA EXTERNA

Cálculo de temperatura promedio de la solución

Propiedades fluido externo

$$T_e = 85.19^\circ C \quad x = 60$$

$$T_s = 54.85^\circ C$$

$$T_{s-prom} = \frac{85.19 + 54.85^\circ C}{2} = 70.02^\circ C$$

Cálculo de densidad de solución:

$$\rho_s = 0.2288x^2 - 6.0579x + 1252.5 - 0.91652667(T_{s-prom} - 33.1054264)$$

Donde $x = \text{peso de bromuro de litio en agua}$ $x = 60$

$$\rho_s = 0.2288 \cdot 60^2 - 6.0579 \cdot 60 + 1252.5 - 0.91652667(76.38 - 33.1054264)$$

$$\rho_s = 1577.60 \frac{Kg}{m^3}$$

Cálculo de calor específico de la solución:

$$Cp_{sol} = 0.0976x^2 - 37.512x + 3825.4$$

$$Cp_{sol} = 0.0976 \cdot 60^2 - 37.512 \cdot 60 + 3825.4$$

$$Cp_{sol} = 1926.04 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$$

Viscosidad dinámica:

$$\mu_{sol} = 0.001EXP \left(A_1 + \frac{A_2}{T_{sol} + 273.15} + A_3 \ln(T_{sol} + 273.15) \right)$$

$$A_1 = -494.122 + 16.3967x - 0.14511x^2$$

$$A_1 = -494.122 + 16.3967 \cdot 60 - 0.14511 \cdot 60^2$$

$$A_1 = -32.71$$

$$A_2 = 28606 - 934.568x + 8.52755x^2$$

$$A_2 = 28606 - 934.568 \cdot 60 + 8.52755 \cdot 60^2$$

$$A_2 = 3231.5$$

$$A_3 = 76.3848 - 2.35014x + 0.0207809x^2$$

$$A_3 = 76.3848 - 2.35014 \cdot 60 + 0.0207809 \cdot 60^2$$

$$A_3 = 4.18764$$

$$\mu_{sol} = 0.001EXP \left(-32.71 + \frac{3231.5}{76.38 + 273.15} + 4.18764 \cdot \ln(76.38 + 273.15) \right)$$

$$\mu_{sol} = 5.269 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Conductividad Térmica de la Solución:

$$K_{sol} = 0.05(K_1 + (K_2 - K_1)(T_{sol} - 39.85))$$

$$K_1 = -0.003081x + 0.62979$$

$$K_1 = -0.003081 \cdot 60 + 0.62979$$

$$K_1 = 0.44493$$

$$K_2 = -0.003191795x + 0.6388$$

$$K_2 = -0.003191795 \cdot 60 + 0.6388$$

$$K_2 = 0.4623723$$

$$K_{sol} = 0.05(0.44493 + (0.4623723 - 0.44493)(70.02 - 39.85))$$

$$K_{sol} = 0.04863 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

Calculo número de Prandtl

$$Pr = \frac{Cp_{sol} \cdot \mu_{sol}}{K_{sol}}$$

$$Pr = \frac{1926.04 \cdot 5.269 \cdot 10^{-4}}{0.04865} = 208.63$$

$$Pr = 208.63$$

Calculando entalpia de vaporización:

$$Q_{int-solucion} = \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) = 0.01015 \frac{kg}{s} \cdot \left(160.89 \frac{kJ}{kg} - 106.005 \frac{kJ}{kg} \right) \\ = 557.08 W$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot h_{fg}$$

$$\dot{m} = 0.009306 kg/s$$

$$\dot{Q} = 557.08 W$$

$$h_{fg} = \frac{557.08 w}{0.026265 kg/s} = 21.20 KJ/kg$$

Cálculo del coeficiente de convección en el exterior de los tubos:

$$h_e = 0.729 \left(\frac{\rho^2 g h_{fg} k_f^3}{\mu d_e N (T_e - T_{sat})} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$h_e = 0.729 \left(\frac{(1577.60 kg/m^3)^2 (9.81 \frac{m}{s}) (21.20 KJ/kg) (0.04863 \frac{W}{m \cdot ^\circ C})^3}{(5.269 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}) (0.00683 m) 8 (T_e - 40^\circ C)} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$h_e = 113.73 (T_e - T_{sat})^{-\frac{1}{4}}$$

Cálculo de la resistencia externa

En la figura 3-19 podemos notar un circuito térmico que consta de 3 resistencias en serie las cuales con la ayuda de la ecuación de transferencia de calor podremos encontrar el valor de Re .

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{(113.73 (T_e - T_{sat})^{-\frac{1}{4}}) (\pi) (0.00683 m) (1m)}$$

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = 0.409(T_e - T_{sat})^{\frac{1}{4}}$$

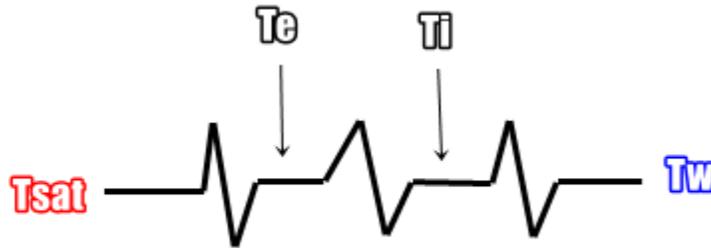


Figura 3-19. Resistencias térmicas del intercambiador de solución.

$$\frac{T_e - T_{sat}}{R_e} = \frac{T_i - T_e}{R_{ac}} = \frac{T_{sol} - T_i}{R_i}$$

Sustituyendo valores

$$\frac{T_e - 40}{0.409(T_e - T_{sat})^{\frac{1}{4}}} = \frac{T_i - T_e}{0.004567 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}} = \frac{70.02 - T_i}{0.86 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}}$$

Ecuación 1:

Igualando primer y tercer término.

$$\frac{T_e - 40}{0.409 \cdot (T_e - T_{sat})^{\frac{1}{4}}} = \frac{T_i - T_e}{0.004567 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}}$$

Ecuación 2:

Igualando segundo y tercer término.

$$\frac{T_i - T_e}{0.004567 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}} = \frac{70.02 - T_i}{0.86 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}}$$

Simultaneando las ecuaciones 1 y 2 se encuentran T_i y T_e

$$T_i = 67.13^{\circ}\text{C}$$

$$T_e = 67.14^\circ\text{C}$$

Cálculo de la resistencia externa conociendo T_e

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot A_e} = 0.409(T_e - T_{sat})^{\frac{1}{4}}$$

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot A_e} = 0.409(67.13 - 40)^{\frac{1}{4}}$$

$$R_e = 0.9334^\circ\text{C/W}$$

Conociendo el valor de todas las resistencias se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor U

$$U = \frac{1}{A_e(R_i + R_{ac} + R_e)}$$

$$U = \frac{1}{(\pi)(d_e)(R_i + R_{ac} + R_e)}$$

$$U = \frac{1}{(\pi)(0.01028) \left(0.86^\circ\text{C/W} + 0.004567 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} + 0.9334^\circ\text{C/W} \right)} = 17.22 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W} \cdot \text{m}^2}$$

$$\frac{1}{U_{tot}} = \frac{1}{U} + R_f = \frac{1}{17.22} + 0.0002$$

$$U_{tot} = 17.16 \frac{^\circ\text{C}}{\text{Wm}^2}$$

Encontrando el área de contacto

$$\dot{Q} = U_{tot} A_{contacto} \Delta T_m$$

$$A_{contacto} = \frac{\dot{Q}}{U_{tot} \Delta T_m} = \frac{557.08 \text{ W}}{\left(17.76 \frac{\text{C}}{\text{Wm}^2} \right) (21.26^\circ\text{C})} = 1.475 \text{ m}^2$$

$$A_{contacto} = 1.475 \text{ m}^2$$

Calculando el número de tubos necesarios del evaporador:

$$\dot{m} = A_{tra} \rho_{air} v_{air}$$

$$A_{tra-t} = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3 \cdot v_3} = \frac{0.01015 \frac{kg}{s}}{(1597.06 \text{ kg/m}^3)(0.5 \text{ m/s})} = 0.00034 \text{ m}^2$$

$$n_t = \frac{A_{tra-t}}{A_{tra-i}} = \frac{A_{tra-t}}{\left(\frac{\pi}{4}\right)(d_i^2)} = \frac{0.00034 \text{ m}^2}{(\pi)(0.00683^2)} = 2.31 \text{ tubo} \approx 3 \text{ tubo}$$

$$n_t = 3 \text{ tubo}$$

Cálculo de longitud de los tubos:

$$L_t = \frac{A_{contacto}}{(N_p)(n_t)(\pi)(d_e)} = \frac{1.475 \text{ m}^2}{(8)(3)(\pi)(0.01028 \text{ m})} = 1.90 \text{ m}$$

$$L_t = 1.01 \text{ m}$$

3.8.1 RESUMEN DE RESULTADOS

CARACTERISTICAS TERMICAS

Tabla 3-19: Características térmicas del intercambiador de calor.

T_{sat}	40°C
P_{sat}	7.38 KPa
Q_{cond}	557.08 W
\dot{m}_{sol-55}	0.010159 kg/s
\dot{m}_{sol-60}	0.009306 kg/s
T_{sat}	40°C

CARACTERISTICAS MECANICAS

Tabla 3-10: Características mecánicas

$d_n \text{ tubos}$	1/8 pulg
$d_e \text{ tubos}$	10.28 mm
$d_i \text{ tubos}$	6.83 mm
longitud de tubos L_t	1.90 m
numero de tubos n_t	3 tubos

Configuración	cuadrada
Diámetro de haz de tubos	40.81 mm
Diámetro de carcasa	50.81 mm
Material de tubos	Acero inoxidable AISI 302
Material de carcasa	Acero inoxidable AISI 302

CAPÍTULO 4: SISTEMA DE CONTROL Y FUERZA.

4.1 circuito de control

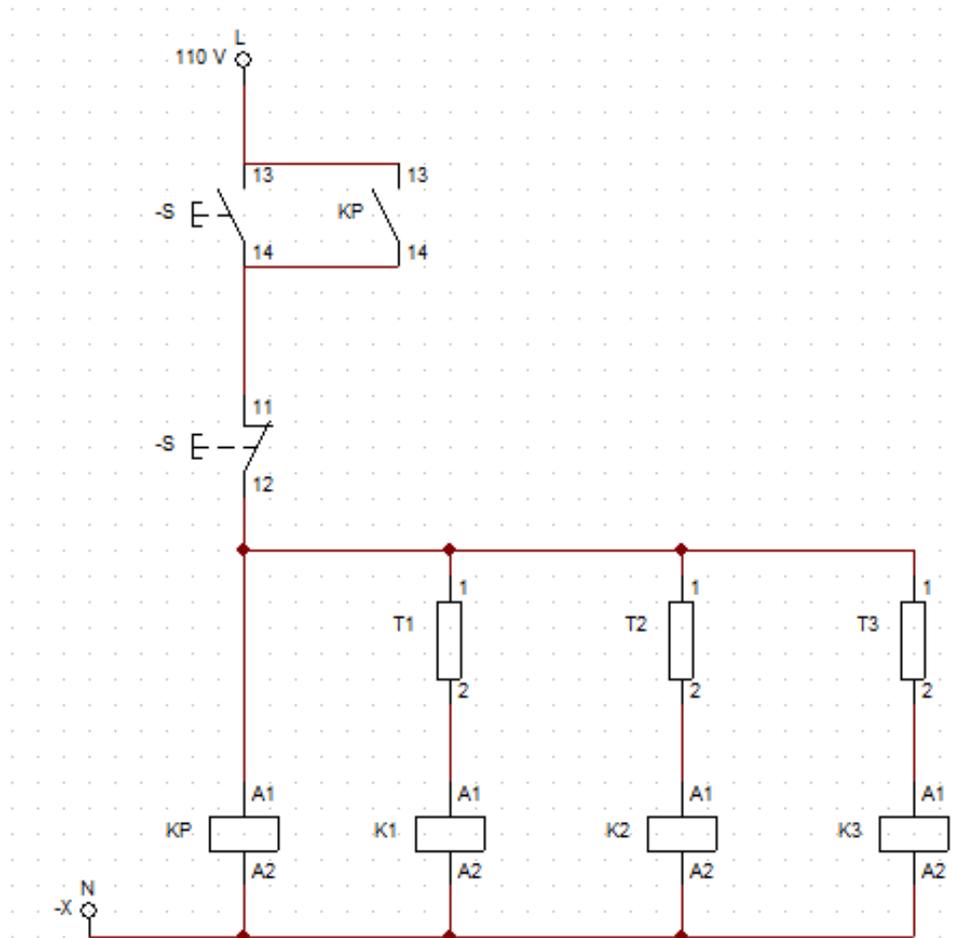


Figura 4-1: Circuito de control (Los autores)..

Para el circuito de control mostrado en la figura 4-1 del sistema de refrigeración por absorción de vapor que es alimentado por energía solar térmica se cuenta con un pulsador NO para encender todo el sistema, este pulsador activará el contactor principal KP que alimentará a todo el circuito de fuerza a su vez activando el contactor auxiliar NO de KP el cual permitirá que el sistema se mantenga encendido.

El sistema cuenta con tres bombas, la bomba principal del sistema de refrigeración que deberá activarse cuando el Sensor T1 cense la temperatura de la zona servida y la compare contra la temperatura seteada por el sistema, la bomba 2 que se activara cuando el generador necesite energía térmica siendo controlada por el Sensor 2, la bomba 3 se activará cuando el tanque de almacenamiento se encuentre por debajo del punto de seteo el cual será controlado por el Sensor 3.

4.2 circuito de fuerza.

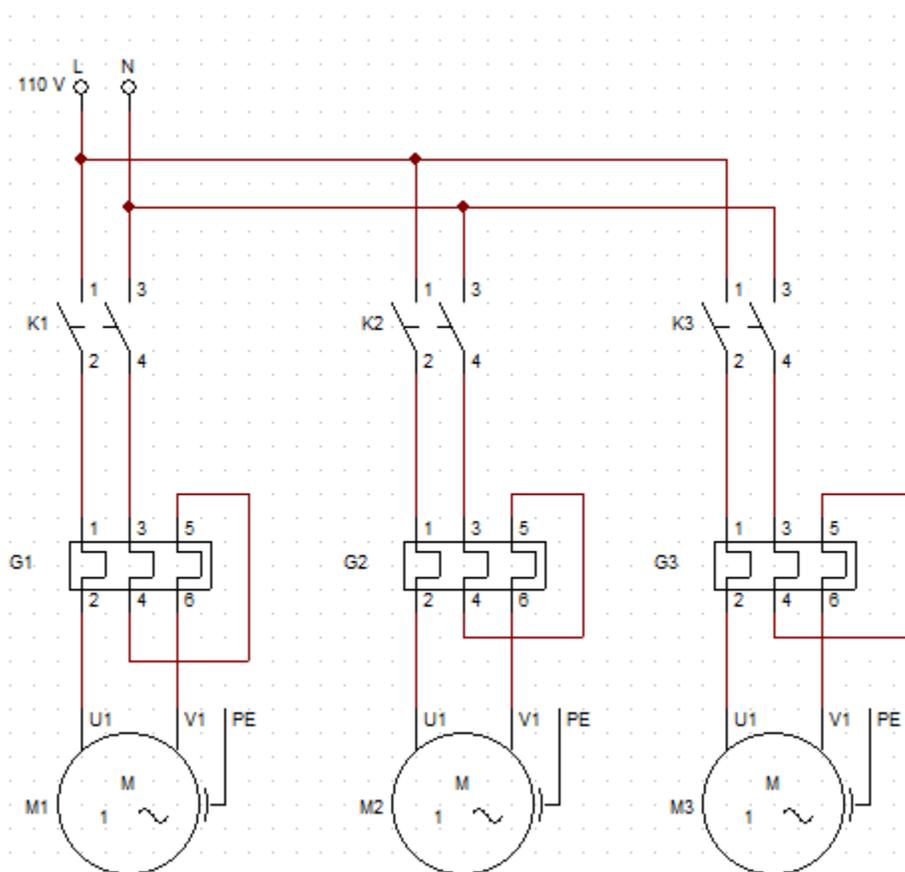


Figura 4-2: Circuito de fuerza (Los autores).

En el sistema de fuerza mostrada en la figura 4-2 contamos con tres bombas monofásicas a 110 V las cuales serán accionadas por los contactores K1, K2 Y K3 respectivamente cada una con sus respectivos relés térmicos de sobrecarga los cuales son necesarios para proteger las bombas los cuales son dispositivos diseñados para proteger a un motor eléctrico frente a sobrecargas o calentamientos. El relé se une al motor a través

de una placa bimetálica, la cual es la encargada de detectar las posibles fluctuaciones internas y ordenar, según corresponda, el cese de operaciones del motor.

CAPÍTULO 5: PARAMETRIZACIÓN DE LOS DIFERENTES EQUIPOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO POR ABSORCIÓN.

5.1: Parametrización

Dentro de los modelos de predicción numérica, la parametrización es la modelización de aquellos procesos físicos que son de escala inferior a la rejilla de integración. Según la escala del modelo hay que parametrizar distintos procesos, como pueden ser la convección profunda o somera, la radiación, la nubosidad, los efectos de superficie, etc.

El análisis del sistema de aire acondicionado por absorción, propone realizar un análisis paramétrico a los diferentes dispositivos en cuestión consolida el criterio para seleccionar una mejor opción de potencia frigorífica de este, acorde a sus dimensiones físicas de cada dispositivo, así como también su variación si fuera más fuerte o más débil en términos de potencia frigorífica y de esta manera seleccionar el más óptimo.

5.2: Resultados obtenidos en el análisis paramétrico haciendo uso de Microsoft Excel

Como parte de los objetivos de la presente investigación se desarrolló un análisis paramétrico a los diferentes sistemas del aire acondicionado por absorción. Teniendo la siguiente interfaz y funcionamiento de la hoja de cálculo (figuras 5-1, 5-2, 5-3, 5-4, 5-5, 5-6 y 5-7) en donde al ingresar un valor entero positivo de potencia frigorífica (en watts) y el gradiente de parametrización (en watts) es decir, un valor en el cual parametrizara en esa cantidad por arriba y por debajo de este, la potencia frigorífica establecida previamente pero dicho valor deberá ser si o si igual a la mitad del valor positivo de la potencia frigorífica o menor a esta con la cual nos aseguramos que se obtengan siempre valores positivos ya que no existen dimensiones negativas, la hoja de cálculo está programada para darnos 5 opciones 2 por arriba y 2 por abajo del valor de potencia frigorífica ingresado previamente para las cuales se desea conocer las dimensiones de los dispositivos del aire

acondicionado en un cuadro resumen por dispositivo, además de entregarnos diferentes gráficos para visualizar mejor los resultados.

Potencia Frigorífica (watts)	Gradiente de Parametrización (watts)

<---- ¡¡¡Favor ingresar valores!!

Figura 5-1: Ingreso del valor para la potencia frigorífica a analizar.

Potencia Frigorífica (watts)	Gradiente de Parametrización (watts)

<---- ¡¡¡Favor ingresar valores!!

Figura 5-2: Ingreso del valor para el gradiente de parametrización.

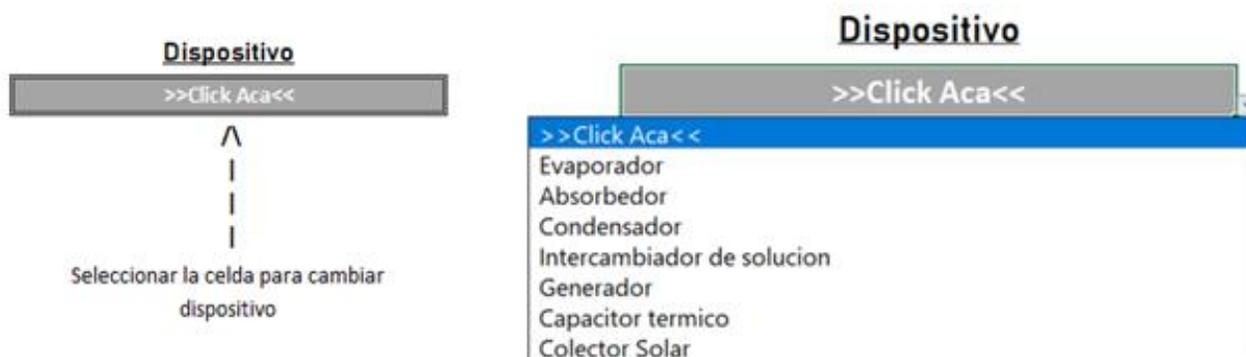


Figura 5-3: Lista desplegable de los dispositivos.

Dispositivo	Parametrizaciones	Potencia Frigorífica (watts)	m fluido (kg/s)	Longitud de los tubos (m)	N. de tubos	Dear (mm)	Dh (mm)
Evaporador	Parametrización 1	1000	0,024	1,65	3,5	67	38
⌵	Parametrización 2	1500	0,036	1,49	5,26	81	48
⌵	Parametrización 3	2000	0,048	1,42	7,01	91	55
⌵	Parametrización 4	2500	0,06	1,55	8,76	97	59
⌵	Parametrización 5	3000	0,072	1,49	10,51	105	65

Seleccionar la celda para cambiar dispositivo

Figura 5-4: Ejemplo del cuadró de resultados para el evaporador (la parametrización 3 es con la potencia frigorífica ingresada).

Se puede observar en base a los datos obtenidos como varía las dimensiones de acuerdo a la capacidad frigorífica del sistema.

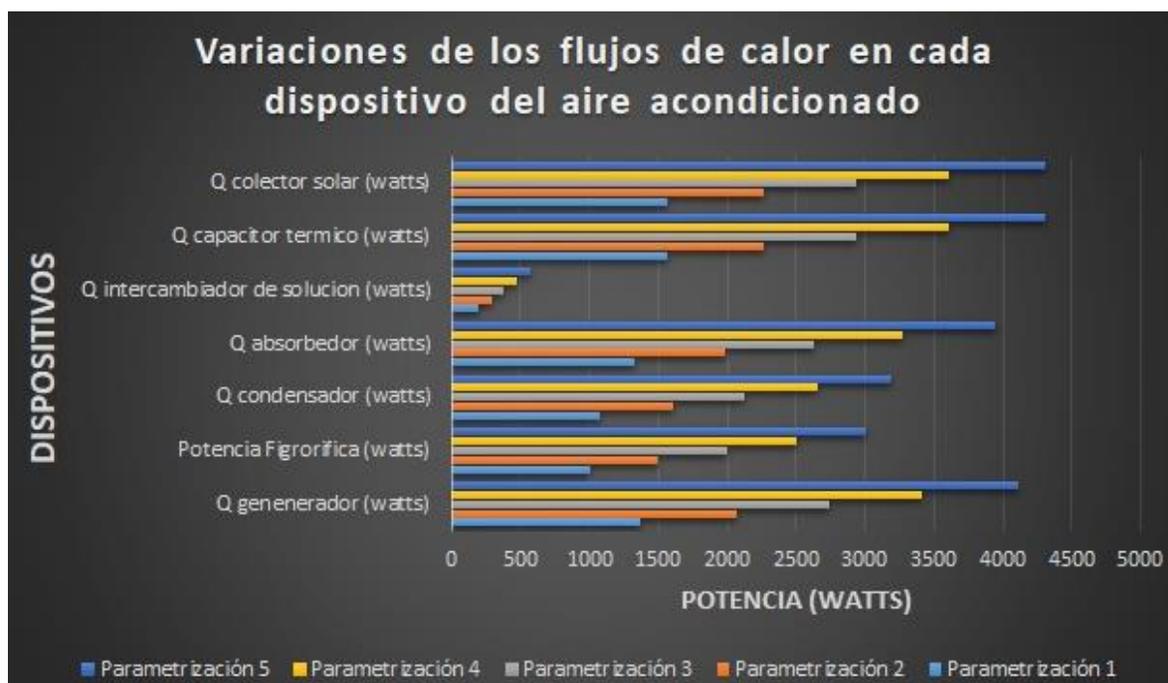


Figura 5-5: Ejemplo 1 de los gráficos que nos genera la hoja de cálculo en el estudio paramétrico.

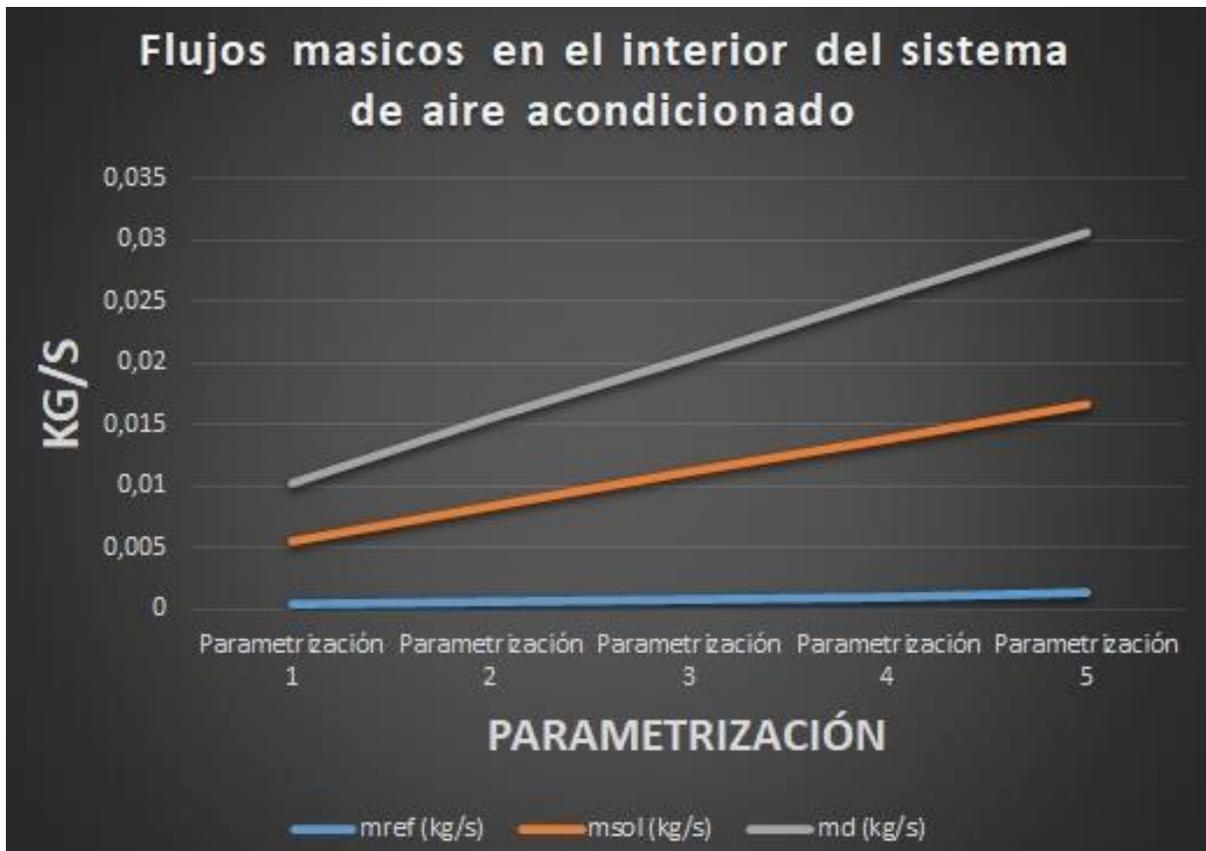


Figura 5-6: Ejemplo 2 de gráficos que nos genera la hoja de cálculo en el estudio paramétrico.

Se puede observar cómo varían los deltas de flujo masico entre el refrigerante, la mezcla y el bromuro de litio a medida la capacidad frigorífica incrementa.

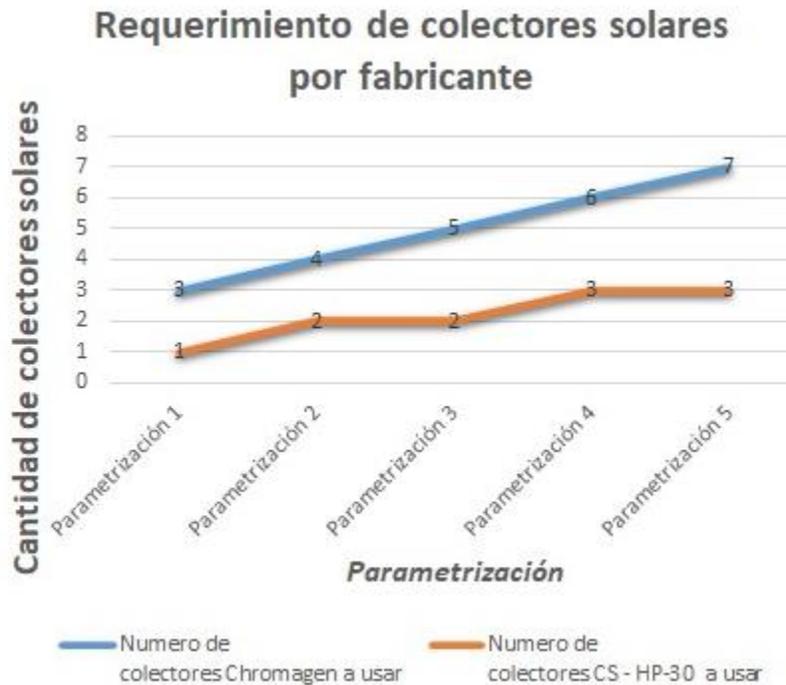


Figura 5-7: Ejemplo 3 de los gráficos que nos genera la hoja de cálculo en el estudio paramétrico.

El número de colectores varía de acuerdo al modelo seleccionado y de acuerdo a la capacidad frigorífica del sistema.

Para ver los demás resultados del estudio paramétrico que ofrece la hoja de cálculo favor acceder a ella.

El número de colectores varía de acuerdo al modelo seleccionado y de acuerdo a la capacidad frigorífica del sistema.

Se muestra cómo funciona la hoja de cálculo anexada a este trabajo y cómo podemos valernos de ella para el diseño de un sistema de refrigeración por absorción de vapor, para ello tomaremos como referencia la capacidad frigorífica trabajada en los cálculos en este documento. En primer lugar, al abrir la hoja de cálculo nos encontramos en la parte inferior izquierda las hojas de trabajo como se aprecia en la figura 5-8. En ella notamos 6 hojas de trabajo las cuales son: Dashboard, Hoja resumen, tablas para gráficos, diseño térmico, diseño del colector y diseño mecánico. Tales hojas de trabajo se detallan a continuación.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

PARAMETRIZADOR DE LOS DIFERENTES DISPOSITIVOS DE UN SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO POR ABSORCIÓN A PARTIR DE LA POTENCIA FRIGORÍFICA DE ESTE.



PRESENTADO POR:
JOLMAN RIVAS
NÉSTOR TEJADA
ROBERTO FLORES

Potencia Frigorífica (watts)	Gradiente de Parametrización (watts)
2000	500

<---- ¡¡¡Favor ingresar valore

Dispositivo Parametrizaciones Potencia Frigorífica (watts) m fluido (kg/s) Longitud de los tubos (m) N. de tubos Dcar (mm) Dh (mm)

Dashboard
Hoja Resumen
Tablas para graficos
Diseño Termico
Diseño del colector
Diseño mecanico
+

Figura 5-8. Interface de la hoja de cálculo y las hojas de trabajo en ella.

DASHBOARD

En esta hoja se encuentran las 2 celdas en las cuales se deben ingresar el valor de potencia frigorífica deseada junto con un gradiente de parametrización para calcular otros valores tanto por encima como por debajo del valor principal. Para ello procederemos a ingresar el valor de “2,000” en el cuadro para la potencia frigorífica y tomaremos un gradiente de “100” tal y como se observa en la figura 5-9.

Potencia Frigorífica (watts)	Gradiente de Parametrización (watts)
2000	500

<---- ¡¡¡Favor ingresar valores!!!

Figura 5-9. Ingreso de valores para obtener datos de parametrización.

Seguidamente procedemos a elegir el tipo de dispositivo mecánico del que deseamos conocer sus valores tal y como se muestra en la figura 5-10. Las figuras 5-11, 5-12, 5-13, 5-14, 5-15, 5-16 y 5-17 muestran los resultados obtenidos del

evaporador, absorbedor, condensador, intercambiador de solución, generador, intercambiador de calor para sistema de tanque y colector solar respectivamente.

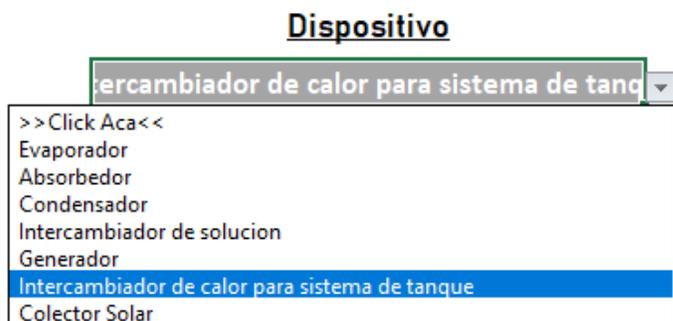


Figura 5-10. Cuadro desplegable de dispositivos mecánicos.

Parametrizaciones	Potencia Figrorifica (watts)	m fluido (kg/s)	Longitud de los tubos (m)	N. de tubos	Dcar (mm)	Dh (mm)
Parametrización 1	1000	0,024	1,65	3,5	67	38
Parametrización 2	1500	0,036	1,49	5,26	81	48
Parametrización 3	2000	0,048	1,42	7,01	91	55
Parametrización 4	2500	0,06	1,55	8,76	97	59
Parametrización 5	3000	0,072	1,49	10,51	105	65

Figura 5-11. Resultados para evaporador.

Parametrizaciones	Q absorbedor (watts)	m fluido (kg/s)	Longitud de los tubos (m)	N. de tubos	Dcar (mm)	Dh (mm)
Parametrización 1	1320	0,032	0,28	4,62	68	43
Parametrización 2	1990	0,048	0,29	6,97	79	52
Parametrización 3	2630	0,063	0,25	9,21	89	59
Parametrización 4	3270	0,078	0,26	11,45	96	65
Parametrización 5	3940	0,094	0,26	13,8	103	70

Figura 5-12. Resultados para absorbedor.

Parametrizaciones	Q condensador (watts)	m fluido (kg/s)	Longitud de los tubos (m)	N. de tubos	Dcar (mm)	Dh (mm)
Parametrización 1	1070	0,032	0,56	4,69	18	41
Parametrización 2	1610	0,048	0,48	7,05	21	52
Parametrización 3	2130	0,064	0,48	9,33	24	58
Parametrización 4	2650	0,079	0,49	11,6	27	64
Parametrización 5	3190	0,095	0,5	13,97	30	68

Figura 5-13. Resultados condensador.

Parametrizaciones	Q intercambiador de solución (watts)	m solución (kg/s)	Longitud de los tubos (m)	N. de tubos	Dcar (mm)	Dh (mm)
Parametrización 1	190	0,005	0,954927426	0,47	26	16
Parametrización 2	290	0,008	1,273236567	0,71	29	19
Parametrización 3	380	0,01	1,75070028	0,94	31	21
Parametrización 4	470	0,013	1,034504711	1,17	34	24
Parametrización 5	570	0,015	1,273236567	1,41	36	26

Figura 5-14. Resultados de intercambiador de solución.

Parametrizaciones	Q generador (watts)	m h2O (kg/s)	Longitud de bobina (m)	N. de Vueltas	Altura del generador (mm)	D car (mm)
Parametrización 1	1370	0,065	0,72	3	170	180
Parametrización 2	2070	0,098	0,96	4	200	180
Parametrización 3	2740	0,13	1,19	4	200	180
Parametrización 4	3410	0,162	1,42	5	240	180
Parametrización 5	4110	0,195	1,65	6	270	180

Figura 5-15. Resultados del generador.

Parametrizaciones	Q capacitor termico (watts)	m serpentín (kg/s)	m carcasa (kg/s)	Altura del intercambiador (m)	Número de vueltas (N)	Diam. Carcasa (mm)
Parametrización 1	1570	0,186	0,075	1,57	31	197
Parametrización 2	2270	0,27	0,108	1,87	37	197
Parametrización 3	2940	0,349	0,14	2,12	42	197
Parametrización 4	3610	0,429	0,172	2,36	47	197
Parametrización 5	4310	0,512	0,205	2,56	51	197

Figura 5-16. Resultados del intercambiador de calor para sistema de tanque.

Parametrizaciones	Q colector solar (watts)	Numero de colectores Chromagen a usar	Numero de colectores CS - HP-30 a usar
Parametrización 1	1570	3	1
Parametrización 2	2270	4	2
Parametrización 3	2940	5	2
Parametrización 4	3610	6	3
Parametrización 5	4310	7	3

Figura 5-17. Resultado de número de colectores solar necesarios.

Estos valores son los que se necesitan para mantener las condiciones de operación tanto del refrigerante como del absorbente según el ciclo termodinámico operando en régimen estacionario. Podemos observar que en cada cuadro se hace referencia a “Parametrización 1”, “Parametrización 2”, “Parametrización 3”, “Parametrización 4” y “Parametrización 5” siendo la fila referente a “Parametrización 3” la que muestra los resultados del valor ingresado inicialmente a la hoja de cálculo, las demás filas referentes a parametrización muestran resultados de acuerdo al gradiente ingresado los cuales son 2 valores por encima del principal y 2 por debajo.

La figura 5-11 detalla los resultados para el evaporador, esto se define de la siguiente manera: la primer columna nos muestra las opciones de parametrización, la segunda columna nos muestra el valor de potencia frigorífica que tendrá el sistema en el recinto, la tercer columna nos muestra el valor del flujo másico del refrigerante dentro del evaporador, la cuarta columna nos indica la longitud de los tubos dentro del intercambiador de calor ya que es del tipo coraza y tubos, la quinta

columna indica el número de tubos necesarios, la sexta columna se refiere al diámetro de la carcasa y finalmente la séptima columna muestra el diámetro de haz de los tubos.

La figura 5-12 detalla los resultados para el absorbedor, esto se define de la siguiente manera: la primera columna nos muestra las opciones de parametrización, la segunda columna nos muestra el calor desechado en el absorbedor, la tercera columna nos muestra el flujo másico necesario de agua para enfriar la solución agua-bromuro de litio que una vez que se mezcla en el absorbedor libera energía en forma de calor equivalente en este caso a 2.61 kW. La cuarta columna se refiere a la longitud de los tubos para un diseño de intercambiador de calor de coraza y tubos, la quinta columna especifica los tubos necesarios para mantener el flujo de calor, siguiendo con la columna seis donde se especifica el diámetro de la coraza del intercambiador de calor y finalmente en la columna siete se detalla el valor del diámetro de haz de tubos.

La figura 5-13 nos refiere a las propiedades físicas y de funcionamiento del condensador. En la primera columna se detalla las opciones de parametrización, la segunda columna nos muestra el calor evacuado en el condensador y permitir las correctas condiciones del fluido refrigerante en el siguiente punto termodinámico de referencia. La tercera columna nos muestra el flujo másico de la sustancia al interior del condensador, la cuarta columna indica la longitud de los tubos para un intercambiador de calor de coraza y tubos, la quinta columna indica el número de tubos necesarios, la sexta columna nos indica el diámetro de la carcasa del generador y por último la séptima columna nos muestra el diámetro de haz de tubos.

En la figura 5-14 se muestran los resultados para el intercambiador de solución, nuevamente tenemos en la columna uno las opciones de parametrización, en la columna 2 se muestra el flujo de calor que interactúan los fluidos en el interior, la columna 3 muestra el flujo másico desde el absorbedor al generador, la cuarta columna nos indica la longitud de los tubos para un diseño de intercambiador de calor de coraza y tubos. La quinta columna nos muestra el número de tubos

necesarios para la transferencia de calor, la columna seis indica el diámetro de la carcasa y finalmente la columna siete nos muestra el diámetro de haz de tubos.

La figura 5-15 detalla los resultados para el diseño del generador. La primera columna nos indica las opciones de parametrización, la segunda columna nos muestra el flujo de calor demandado en el generador, en la tercera columna observamos el valor necesario para el flujo másico en el tubo serpentín, en la cuarta columna se detalla la longitud del tubo enrollado, en la quinta columna vemos el número de vueltas necesarias, en la sexta columna vemos la altura necesaria en el generador y por último en la séptima columna vemos el diámetro de la carcasa que para una configuración como la que se definió en el capítulo 3 ésta se mantiene constante.

En el caso de la figura 5-16 ésta nos detalla los parámetros de diseño del intercambiador de calor para el sistema de tanque de almacenamiento. En la primera columna observamos nuevamente las opciones de diseño, en la segunda columna vemos el calor necesario en el colector solar de acuerdo a la demanda en el generador más un aumento de 6.75% de diseño para lograr suplir la demanda. En la tercera columna vemos el flujo másico en el lado del tubo serpentín, prosiguiendo con el flujo másico en el lado de la carcasa en la columna cuatro. La altura del intercambiador de calor se define en la columna cinco, el número de vueltas de la bobina se define en la columna seis y finalmente en la columna siete se define el diámetro de la carcasa que nuevamente por la geometría de la espiral seleccionada en el capítulo 3 ésta no varía.

Finalmente, en la figura 5-17 podemos observar lo referente al colector solar. En la primera columna vemos las opciones de diseño, en la segunda columna vemos el flujo de calor demandado para el colector, en la tercera columna vemos el número de colectores solares necesarios para el modelo Chromagen y por último en la cuarta columna vemos el número de colectores solares a necesitar para el modelo CS-HP-30.

HOJA RESUMEN

Dispositivo	Generador	Q generador (watts)	m H ₂ O (kg/s)	Longitud de bobina (m)	N. de Vueltas	Altura del generador (mm)	D car (mm)
Evaporador	Parametrización 1	1370	0,065	0,72	3	170	189
Absorbedor	Parametrización 2	2070	0,098	0,96	4	208	189
Condensador	Parametrización 3	2748	0,13	1,18	4	208	189
Intercambiador de solución	Parametrización 4	3410	0,162	1,42	5	240	189
Generador	Parametrización 5	4110	0,195	1,65	5	270	189
Intercambiador de calor para sistema de tanque							
Colector Solar							
	Evaporador	Potencia Figorifica (watts)	m fluido (kg/s)	Longitud de los tubos (r. N. de tubos)	Dcar (mm)	Dh (mm)	
	Parametrización 1	8000	0,024	1,65	3,50	67	28
	Parametrización 2	9500	0,028	1,49	5,26	67	43
	Parametrización 3	29000	0,048	1,42	7,01	93	58
	Parametrización 4	2500	0,06	1,95	8,76	93	58
	Parametrización 5	3000	0,072	1,49	10,51	93	65
	Condensador	Q condensador (watts)	m fluido (kg/s)	Longitud de los tubos (r. N. de tubos)	Dcar (mm)	Dh (mm)	
	Parametrización 1	1070	0,022	0,56	4,69	98	41,00
	Parametrización 2	1630	0,048	0,48	7,05	21	52,00
	Parametrización 3	2190	0,064	0,48	9,33	24	56,00
	Parametrización 4	2650	0,079	0,49	11,60	27	64,00
	Parametrización 5	3190	0,095	0,50	13,97	30	68,00
	Absorbedor	Q absorbedor (watts)	m fluido (kg/s)	Longitud de los tubos (r. N. de tubos)	Dcar (mm)	Dh (mm)	
	Parametrización 1	1320	0,022	0,26	4,62	98	43,00
	Parametrización 2	1990	0,048	0,29	6,97	79	52,00
	Parametrización 3	2620	0,061	0,25	9,34	31	57,00
	Parametrización 4	3270	0,078	0,26	11,45	96	65,00
	Parametrización 5	3940	0,094	0,26	13,80	100	70,00
	Intercambiador de solución	Q intercambiador de solución (watts)	m solución (kg/s)	Longitud de los tubos (r. N. de tubos)	Dcar (mm)	Dh (mm)	
	Parametrización 1	190	0,005	0,95	0,47	26	36,00
	Parametrización 2	290	0,008	1,27	0,71	29	19,00
	Parametrización 3	380	0,011	1,75	0,94	31	23,00
	Parametrización 4	470	0,013	1,03	1,17	34	24,00
	Parametrización 5	570	0,015	1,27	1,41	36	26,00
	Intercambiador de calor para sistema de tanque	Q capacitor termico (watts)	m serpentín (kg/s)	m carcasa (kg/s)	Altura del intercambiador	Número de vueltas (N)	Diam. Carcasa (mm)
	Parametrización 1	1570	0,086	0,075	1,87	31	197
	Parametrización 2	2270	0,27	0,088	1,97	37	197
	Parametrización 3	2940	0,349	0,18	2,32	42	197
	Parametrización 4	3610	0,429	0,172	2,36	47	197
	Parametrización 5	4310	0,512	0,205	2,56	50	197
	Colector Solar	Q colector solar (watts)	Número de colectores Chromogen a	Número de colectores CS - HP-30			
	Parametrización 1	1570	3	1			
	Parametrización 2	2270	4	2			
	Parametrización 3	2940	5	3			
	Parametrización 4	3610	6	3			
	Parametrización 5	4310	7	3			

Figura 5-18. Interface de la HOJA RESUMEN en la cual se muestran todos los dispositivos mecánicos con sus respectivas características de diseño.

En esta hoja se presentan todos los dispositivos de los cuales podemos ver los resultados en el DASHBOARD. En el DASHBOARD por medio de la selección del dispositivo mecánico necesario se mandan a llamar los datos de esta HOJA RESUMEN. En la figura 5-18 podemos ver los cuadros resumen de cada elemento mecánico con sus principales dimensiones y características de funcionamiento las cuales son las que se observan en el DASHBOARD.

TABLAS PARA GRÁFICOS

Potencias	Parametrización 1	Parametrización 2	Parametrización 3	Parametrización 4	Parametrización 5
Q generador (watts)	1370	2070	2740	3410	4110
Potencia Figorifica (watts)	1000	1500	2000	2500	3000
Q condensador (watts)	1070	1610	2190	2650	3190
Q absorbedor (watts)	1320	1990	2630	3270	3940
Q intercambiador de solución (watts)	190	290	380	470	570
Q capacitor termico (watts)	1570	2270	2940	3610	4310
Q colector solar (watts)	1570	2270	2940	3610	4310
Longitud en metros de la tubería de los intercambiadores de calor					
Dispositivos	Parametrización 1	Parametrización 2	Parametrización 3	Parametrización 4	Parametrización 5
Generador	0,72	0,96	1,19	1,42	1,65
Evaporador	1,65	1,49	1,42	1,55	1,49
Condensador	0,56	0,48	0,48	0,49	0,50
Absorbedor	0,28	0,29	0,25	0,26	0,26
Intercambiador de solución	0,95	1,27	1,75	3,03	1,27
Flujos de masa					
Parametrizaciones	mref (kg/s)	msol (kg/s)	md (kg/s)		
Parametrización 1	0,00043	0,00512	0,00469		
Parametrización 2	0,00065	0,00774	0,00709		
Parametrización 3	0,00086	0,01024	0,00938		
Parametrización 4	0,00107	0,01274	0,01167		
Parametrización 5	0,00129	0,01536	0,01407		
Cantidad de tubos que requieren los diferentes intercambiadores de calor					
Dispositivos	Parametrización 1	Parametrización 2	Parametrización 3	Parametrización 4	Parametrización 5
Evaporador	3,50	5,26	7,01	8,76	10,51
Condensador	4,69	7,05	9,33	11,60	13,97
Absorbedor	4,62	6,97	9,21	11,45	13,80
Intercambiador de solución	0,47	0,71	0,94	1,17	1,41

Figura 5-19. Interface de hoja "Tabla para gráficos"

En la figura 5-19 se muestra la interface de la hoja “Tablas para gráficos”. En ella esta hoja podemos encontrar datos tales como el flujo de calor en cada dispositivo mecánico (figura 5-20), las longitudes en metros de la tubería de los intercambiadores de calor (figura 5-21), los flujos de masa de cada punto dentro del sistema referidos a refrigerante y absorbente (figura 5-22) y la cantidad de tubos requeridos para los dispositivos mecánicos con diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos (figura 5-23).

Además, en la figura 5-19 se muestran los diferentes flujos de calores en nuestros dispositivos. Para nuestro caso de potencia frigorífica de 2000 W los valores de flujo de calor se detallan en un cuadro rojo.

Potencias	Parametrización 1	Parametrización 2	Parametrización 3	Parametrización 4	Parametrización 5
Q generador (watts)	1370	2070	2740	3410	4110
Potencia Frigorífica (watts)	1000	1500	2000	2500	3000
Q condensador (watts)	1070	1610	2130	2650	3190
Q absorbedor (watts)	1320	1990	2630	3270	3940
Q intercambiador de solución (watts)	190	290	380	470	570
Q capacitor termico (watts)	1570	2270	2940	3610	4310
Q colector solar (watts)	1570	2270	2940	3610	4310

Figura 5-20. Cuadro resumen de flujo de calores en los componentes mecánicos del sistema.

Longitud en metros de la tubería de los intercambiadores de calor					
Dispositivos	Parametrización 1	Parametrización 2	Parametrización 3	Parametrización 4	Parametrización 5
Generador	0,72	0,96	1,19	1,42	1,65
Evaporador	1,65	1,49	1,42	1,55	1,49
Condensador	0,56	0,48	0,48	0,49	0,50
Absorbedor	0,28	0,29	0,25	0,26	0,26
Intercambiador de solución	0,95	1,27	1,75	1,03	1,27

Figura 5-21. Cuadro de parametrización para longitud de tubos en intercambiador de calor.

Flujos masicos			
Parametrizaciones	mref (kg/s)	msol (kg/s)	md (kg/s)
Parametrización 1	0,00043	0,00512	0,00469
Parametrización 2	0,00065	0,00774	0,00709
Parametrización 3	0,00086	0,01024	0,00938
Parametrización 4	0,00107	0,01274	0,01167
Parametrización 5	0,00129	0,01536	0,01407

Figura 5-22. Flujos máscicos dentro del sistema en el ciclo termodinámico.

Cantidad de tubos que requieren los diferentes intercambiadores de calor					
Dispositivos	Parametrización 1	Parametrización 2	Parametrización 3	Parametrización 4	Parametrización 5
Evaporador	3,50	5,26	7,01	8,76	10,51
Condensador	4,69	7,05	9,33	11,60	13,97
Absorbedor	4,62	6,97	9,21	11,45	13,80
Intercambiador de solución	0,47	0,71	0,94	1,17	1,41

Figura 5-23. Cantidad de tubos requerido en los dispositivos con diseño de intercambiador de calor de coraza y tubos.

Estas gráficas las podemos observar retomando la figura 5-5 en la cual nos muestra el flujo de calor de cada dispositivo. En la figura 5-6 se muestra la gráfica de la variación del flujo másico en cada dispositivo, seguido por la figura 5-7 en la cual se muestran el número de colectores solares necesarios según los 2 modelos mencionados los cuales son Chromagen y CS-HP-30. Estas gráficas las podemos encontrar en la hoja de trabajo "Dashboard". La figura 5-24 nos muestra gráficamente los datos de la figura 5-21. De la misma manera la figura 5-25 muestra gráficamente el cuadro en la figura 5-23.

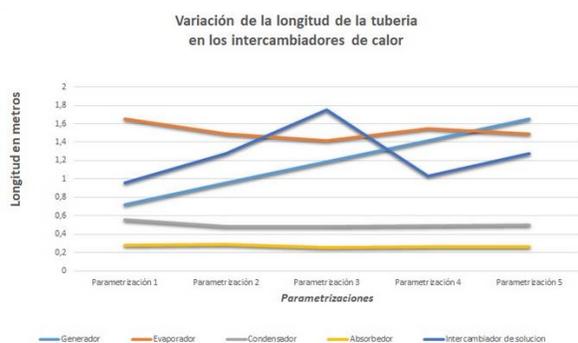


Figura 5-24. Variación de la longitud de la tubería en los intercambiadores de calor

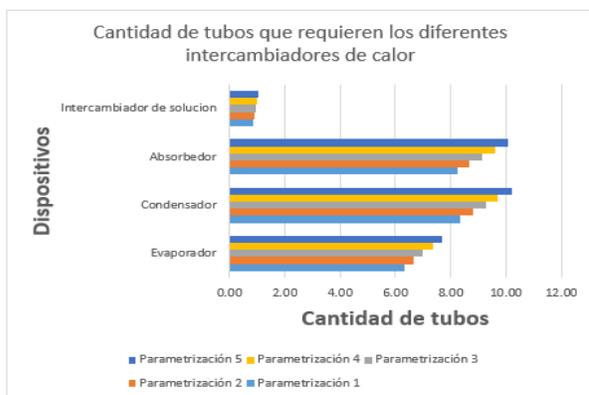


Figura 5-25. Cantidad de tubos necesarias en cada intercambiador de calor de coraza y tubos.

DISEÑO TÉRMICO

En esta hoja de trabajo se muestran las propiedades termodinámicas de las sustancias en cada punto (figura 5-26), así como los cálculos para encontrar los flujos de calores en cada dispositivo y los flujos másicos respectivos en el ciclo termodinámico (figura 5-27). Todos estos valores son los que se mandan a llamar en la hoja “Tabla para gráficos”.

En la figura 5-27 podemos notar en la primera columna las opciones de parametrización, en la segunda columna notamos el valor de potencia frigorífica ingresada para la parametrización, seguido por la tercera columna que es el valor correspondiente al flujo másico en el punto 1, 2, 3 y 4 en el ciclo termodinámico. La cuarta columna nos muestra el flujo másico en los puntos A, B y B' en el ciclo termodinámico. La quinta columna nos muestra el resultado para el flujo másico en los puntos C, C' y D en el ciclo termodinámico. En las columnas seis, siete, ocho y nueve se muestran los cálculos correspondientes al flujo de calor en el absorbedor, generador, condensador e intercambiador de solución respectivamente. Por último, tenemos la figura 5-8 en la cual aparecen los datos ingresados en el Dashboard y con los cuales se harán los cálculos correspondientes en los elementos

TABLA DE ESTADOS					
ESTADOS	T (°C)	P (kPa)	X (%) BrLi	Y (%) H2O	h (kJ/kg)
1	5	0,87	0,5	99,5	2510,1
A	34,6	0,87	55	45	85,16
B'	34,6	7,39	55	45	85,16
B	52,5	7,39	55	45	121,86
C	85,2	7,39	60	40	182,81
C'	54,9	7,39	60	40	142,74
D	54,9	0,87	60	40	142,74
2	74,5	7,39	0,5	99,5	2639,38
3	40	7,39	0,5	99,5	167,53
4	5	0,87	0,5	99,5	167,53

Figura 5-26. Propiedades termodinámicas de cada punto en el sistema.

PF para parametrizar	Valor PF (kW)	mref (kg/s)	msol (kg/s)	md (kg/s)	Q Absorbedor (KW)	Q generador (kW)	Q condensador (kW)	Q intercambiador solución (kW)
P1	1	0,00043	0,00512	0,00469	1,32	1,37	1,07	0,19
P2	1,5	0,00065	0,00774	0,00709	1,99	2,07	1,61	0,29
P3	2	0,00086	0,01024	0,00938	2,63	2,74	2,13	0,38
P4	2,5	0,00107	0,01274	0,01167	3,27	3,41	2,65	0,47
P5	3	0,00129	0,01536	0,01407	3,94	4,11	3,19	0,57

Figura 5-27. Se muestran los cálculos correspondientes a flujos máscicos y de calor en los dispositivos.

Potencia Frigorífica (kW)	Gradiente de parametrización	Horas de uso del aire acondicionado
2	0,5	8

Figura 5-28. Cuadro con los valores ingresados para parametrizar el sistema.

DISEÑO MECÁNICO

Los dispositivos diseñados en la presente tesis varían sus dimensiones de acuerdo a la capacidad frigorífica solicitada para el sistema.

EVAPORADOR

PF para parametrizar	Valor PF (kW)	Calor Transferido (kW)	Longitud (m)	Díametro haz de tubos (mm)	Díametro carcasa (mm)	Área de Contacto (m ²)	Número de Tubos	Flujo Mássico Agua (kg/s)
P1	1	1	1,65	38	67	0,64	4	0,02393
P2	1,5	1,5	1,49	48	81	0,96	5	0,03589
P3	2	2	1,42	55	91	1,28	7	0,04785
P4	2,5	2,5	1,55	59	97	1,6	9	0,05981
P5	3	3	1,49	65	105	1,92	11	0,07178

Figura 5-29 Cuadro con los resultados del análisis paramétrico.

El modelo que se ha diseñado en la presente tesis considera un sistema con capacidad frigorífica de 2000 W se aprecia según el análisis como las dimensiones del evaporador varían de acuerdo a su capacidad, la longitud de los tubos depende de la cantidad de tubos que necesite el sistema que a su vez depende del flujo máscico que recorre el sistema, el diámetro de haz de tubos así mismo depende del número de tubos.

Se puede apreciar en la figura 5-29 como el área de contacto se ve incrementada al incrementar la cantidad de calor extraída de la zona servida.

ABSORBEDOR

PF para parametrizar	Valor PF (kW)	Calor Transferido (kW)	Longitud (m)	Diametro haz de tubos (mm)	Diametro carcasa (mm)	Area de Contacto (m ²)	Numero de Tubos	Flujo Masico Agua kg/s	
P1		1	1,32	0,28	43,00	68	0,07	5	0,03158
P2		1,5	1,99	0,29	52,00	79	0,11	7	0,04761
P3		2	2,63	0,25	59,00	89	0,14	9	0,06292
P4		2,5	3,27	0,26	65,00	96	0,18	11	0,07823
P5		3	3,94	0,26	70,00	103	0,21	14	0,09426

Figura 5-30 Resultado de análisis paramétrico absorbedor.

El calor transferido del absorbedor hacia el medio ambiente se ve incrementado a medida la capacidad frigorífica del sistema es incrementada tal como se aprecia en la figura 5-30, la longitud de los tubos se ve incrementada levemente, esto debido al poco incremento del número de tubos el cual con este gradiente de parametrización no genera un efecto grande sobre el flujo masico del sistema.

CONDENSADOR

PF para parametrizar	Valor PF (kW)	Calor Transferido (kW)	Longitud (m)	Diametro haz de tubos (mm)	Diametro carcasa (mm)	Area de Contacto (m ²)	Numero de Tubos	Flujo Masico Agua kg/s	
P1		1	1,07	0,56	41,00	18	0,14	5	0,032
P2		1,5	1,61	0,48	52,00	21	0,21	7	0,04815
P3		2	2,13	0,48	58,00	24	0,27	9	0,0637
P4		2,5	2,65	0,49	64,00	27	0,34	12	0,07925
P5		3	3,19	0,50	68,00	30	0,41	14	0,0954

Figura 5-31 Resultados de parametrización del condensador.

El número de tubos del condensador se ve afectado considerablemente debido a la variación del flujo masico de agua de refrigeración que necesita el sistema para poder generar el ciclo, al variar considerablemente el número de tubos necesarios para obtener el área de contacto la longitud de los tubos del condensador no se ve afectada de gran manera.

INTERCAMBIADOR DE SOLUCION

PF para parametrizar	Valor PF (kW)	Calor Transferido (kW)	Longitud (m)	Diametro haz de tubos (mm)	Diametro carcasa (mm)	Area de Contacto (m ²)	Numero de Tubos	Flujo Masico Agua (kg/s)
P1	1	0,19	0,95	16,00	26	0,06	0	0,00512
P2	1,5	0,29	1,27	19,00	29	0,08	1	0,00774
P3	2	0,38	1,75	21,00	31	0,11	1	0,01024
P4	2,5	0,47	1,03	24,00	34	0,13	1	0,01274
P5	3	0,57	1,27	26,00	36	0,16	1	0,01536

Figura 5-32 Resultados de un intercambiador de solución.

El área de contacto del intercambiador de solución se ve incrementada de acuerdo a la capacidad frigorífica del sistema bajo este pequeño gradiente de parametrización (100 W) el número de tubos no se ve afectado con es te gradiente hasta la capacidad de 2200 W en es punto el fujo masico que pasa por el intercambiador necesita de un segundo tubo, a su vez disminuyendo el largo necesario del dispositivo.

GENERADOR

PF para parametrizar	Valor PF (kW)	Qgenerador (kW)	P (m)	Tprom °C	m h2O (kg/s)	l (m)	N (vueltas)	Altura (m)	Dcar (mm)
P1	1	1,37	0,032	89,5	0,06517	0,72	3	0,17	180
P2	1,5	2,07	0,032	89,5	0,09846	0,96	4	0,2	180
P3	2	2,74	0,032	89,5	0,13033	1,19	4	0,2	180
P4	2,5	3,41	0,032	89,5	0,16219	1,42	5	0,24	180
P5	3	4,11	0,032	89,5	0,19549	1,65	6	0,27	180

PF para parametrizar	Valor PF (kW)	mref (kg/s)	msol (kg/s)	md (kg/s)	Q Absorbedor (kW)	Q generador (kW)	Q condensador (kW)	Q intercambiador solucion (kW)
P1	172	0,07343	0,87382	0,80039	224,15	233,65	181,51	32,08
P2	174	0,07428	0,88394	0,80966	226,75	236,36	183,61	32,45
P3	176	0,07514	0,89417	0,81903	229,37	239,09	185,74	32,82
P4	178	0,07599	0,90429	0,8283	231,97	241,8	187,84	33,19
P5	180	0,07684	0,9144	0,83756	234,56	244,5	189,94	33,57

Figura 5-33 Resultados del generador.

El generador es el dispositivo que recibe la energía térmica para generar el ciclo de absorción, esta necesidad se ve incrementada a medida la capacidad frigorífica se ve incrementada.

Se puede apreciar en la figura 5-33 como la longitud de los tubos se ve incrementada acorde a la necesidad de energía térmica.

5.3 Comparación De Sistema Por Absorción De Vapor Diseñado Respecto A Un Sistema Comercial Por Absorción De Vapor.

El sistema por absorción de vapor de la línea Nova Energía modelo CHP

Modelo CHP	Unidad	CHP005	CHP006	CHP007	CHP008	CHP010	CHP012	CHP015	CHP018	CHP021	CHP024	CHP028	CHP032	CHP036	CHP040		
Potencia frigorífica	mRT	50	60	70	80	100	120	150	180	210	240	280	320	360	400		
	kW	176	211	246	281	351	422	527	633	738	844	984	1125	1265	1406		
Agua entrada	Temperatura ent/ sal.	12/7															
	Caudal	30,2	36,3	42,3	48,4	60,5	72,6	90,7	109	127	145	169	194	218	242		
	Caida de presión	4,0	3,7	6,2	5,6	4,8	5,1	6,6	7,0	6,4	6,3	4,6	4,5	5,0	5,1		
	Conexión		80			100			125			150					
Agua de refrigeración	Temperatura ent/ sal.	32/ 37,5															
	Caudal	50	60	70	80	100	120	150	180	210	240	280	320	360	400		
	Caida de presión	7,0	3,1	10,2	9,6	11,1	11,3	11,5	11,8	11,8	12,1	11,2	10,7	11,1	10,8		
	Conexión		100			125			150			200					
Potencia térmica	Mcal/h	142	170	198	227	283	340	425	510	595	680	793	906	1019	1133		
	kW	165	197	230	263	329	395	494	592	691	790	922	1053	1185	1317		
Agua caliente	Temperatura ent/ sal.	55,3/ 60															
	Caudal	30	36	42	48	60,5	72,6	90,7	109	127	145	169	194	218	242		
	Caida de presión	4,0	3,7	6,2	5,6	4,8	5,1	6,6	7,0	6,4	6,3	4,6	4,5	5,0	5,1		
	Conexión		80			100			125			150					
Gases de escape	Caudal	0,439	0,527	0,615	0,703	0,88	1,05	1,32	1,58	1,84	2,11	2,46	2,81	3,16	3,51		
	Temperatura refig.	450/ 165															
	Temperatura calif.	450/ 125															
	Caida de presión	58	58	74	71	77	82	79	92	97	113	129	131	123	131		
Electricidad	Conexión entrada	782-291	782-330	782-369	782-408	922-408	922-486	922-483	922-642	922-681	922-681	922-798	922-876	1376-728	1376-759		
	Conexión salida		300			400			500			600					
	Valvula desvío		300			400			500			600					
	Suministro		38, 400V, 50 Hz														
Electricidad	Bomba solución		1,5 (5,5)			2,0 (6,4)			2,4 (6,9)			3,2 (9,9)					
	Bomba refrigerante		0,2 (1,0)			0,3 (1,2)			0,4 (1,4)			0,4 (1,4)					
	Bomba de vacío		0,4 (1,4)														
	Sealing blower		0,4 (2,5)														
	Panel de control		0,2 (0,5)														
	Amp. (800 Vac)		10,8			11,9			12,6			14,7					
Medidas	Largo (L)	2180	2600			2638			3680			3717			4742		
	Ancho (W)	1683	1722	1761	1800	1857	1935	2052	2091	2194	2194	2310	2349	2349	2349		
	Alto(H)		1800			2000			2147			2399					
Peso	En vacío	3,0	3,2	3,7	3,9	5,0	5,3	6,4	6,8	7,9	8,5	9,8	10,3	12,8	13,2		
	En carga	3,2	3,5	4,0	4,3	5,4	5,8	7,0	7,4	8,6	9,3	10,7	11,3	14,0	14,6		

Figura 5-34 Modelo CHP sistema por absorción de vapor («Maquinas de absorción», 2018)

Se parametriza un sistema a 176 kW

PF para parametrizar	Valor PF (kW)	mref (kg/s)	msol (kg/s)	md (kg/s)	Q Absorbedor	Q generador (kW)	Q condensador	Q intercambiador
P1	152	0.064887	0.772156	0.707269	198.08	206.47	160.4	28.35
P2	164	0.070009	0.833108	0.763099	213.72	222.76	173.06	30.58
P3	176	0.075132	0.894071	0.818939	229.36	239.06	185.72	32.82
P4	188	0.080254	0.955023	0.874769	244.99	255.36	198.38	35.06
P5	200	0.085377	1.015987	0.93061	260.63	271.66	211.04	37.3

Figura 5-35 Parametrización de un sistema por absorción a 176 KW

Se aprecia en la figura 5-35 el flujo de agua que requiere el sistema comercial el cual es de 30 m³/h a un delta de temperatura de 4.7 grados Celsius. Lo que nos da un requerimiento de de 165 KW mientras que el requerimiento de energía térmica del generador del sistema por absorción diseñado en la presente

investigación es de 239.06 KW se puede apreciar como el sistema comercial requiere menos energía térmica que el diseño de la presente tesis.

AGUA DE REFRIGERACION NECESARIA - CONDENSADOR

Agua de refrigeración	Temperatura ent/sal. °C	32/37,5														
	Caudal m ³ /h	50	60	70	80	100	120	150	180	210	240	280	320	360	400	
Caída de presión mHg	7,8	3,1	10,2	9,6	11,1	11,3	11,5	11,8	11,8	12,1	11,2	10,7	11,1	10,8		
Conexión mm		100					125			150			200			

Figura 5.36 Requerimientos de agua de refrigeración del sistema comercial. Se aprecia el sistema por absorción comercial que requiere 50 m³/h a un delta de temperatura de 4.5 Celsius lo cual nos da un requerimiento de 319 kW mientras el sistema diseñado en la presente tesis requiere 185.75 KW

5.4 Comparación Diseño De Sistema Por Absorción Presentado En La Presente Tesis Con Su Respectivo Sistema Por Compresión.

Características del aire acondicionado de referencia (según figura 5-37):



Figura 5-37: Características técnicas del modelo de aire acondicionado a compresión mecánica, de referencia.

Aire Acondicionado tipo Split

- Marca Zenith
- Modelo: AZ75FI
- Potencia frigorífica: 2000 W

Las figuras 5-38 y 5-39 muestran el equipo de aire acondicionado tomado como referencia.

Se procede a calcular el coeficiente de rendimiento

$$COP = \frac{\text{Efecto de Enfriamiento}}{\text{Trabajo de entrada}} = \frac{2000 \text{ W}}{950 \text{ W}} = 2.11$$



Figura 5-38: Evaporador del modelo de aire acondicionado a compresión mecánica, de referencia.



Figura 5-39: Condensador del modelo de aire acondicionado a compresión mecánica, de referencia.

Se procede a calcular el coeficiente de rendimiento del sistema por absorción diseñado en la presente tesis.

$$COP = \frac{\textit{Capacidad de enfriamiento}}{\textit{Energía termica requerida}} = \frac{2000 \textit{ W}}{2720 \textit{ W}} = 0.73$$

Lo cual indica que el coeficiente de rendimiento es superior en los sistemas por compresión de vapor, sin embargo la energía requerida por el compresor en los sistemas por absorción ha pasado por diferentes transformaciones de energía dependiendo de su origen, mientras que la energía suministrada en el sistema por absorción de la presente tesis proviene de los colectores solares térmicos seleccionados.

CONCLUSIONES

Habiendo concluido el trabajo de graduación sobre un análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica, se puede concluir que:

- ✓ Se demostró que los colectores solares para captación de energía solar térmica son capaces de suministrar dicha energía a un sistema de refrigeración por absorción de vapor gracias a la elevación de temperatura de un fluido de hasta 95°C. En el desarrollo de este trabajo se indicó el número de colectores necesarios para cada demanda frigorífica en el sistema.
- ✓ Por tanto, el análisis paramétrico realizado al sistema de aire acondicionado por absorción con sales de bromuro de litio-agua proporciona una facilidad a la hora de trabajar con un sistema de transferencia de calor convectivo puesto que hay notables diferencias en los resultados obtenidos con solo modificar un parámetro del sistema en general el cual puede ser visualizado en la hoja de cálculo anexa en el presente documento.
- ✓ Se concluye que este sistema de aire acondicionado por absorción solo es aplicable a sectores donde se requiera que opere a plena carga, de lo contrario una opción de aire acondicionado por compresión mecánica resulta una opción mas cómoda a tener en cuenta respecto a que este último posee piezas más reducidas en dimensiones y cantidad de estas.

RECOMENDACIONES

- Antes de instalar un equipo de aire acondicionado del tipo estudiado en este trabajo cuya fuente principal sea un colector solar se recomienda cerciorarse que el lugar donde se instalará posea el valor de radiación solar exigido por el colector solar, de otra forma la energía solar térmica obtenida no suministrará la energía necesaria al sistema.
- Se recomienda evitar la construcción de un sistema de aire acondicionado por absorción como el presentado en la presente investigación para uso doméstico (residencial) debido a que estos equipos funcionan mejor trabajando a plena carga y en versiones de aire acondicionado por compresión mecánica se encuentran buenas opciones a tomar en cuenta.
- Se recomienda en caso de construir este equipo ejecutarlo en una zona geográfica que cuente con un excedente de energía solar térmica para alimentar al sistema de refrigeración.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Boles, M. A., & Çengel, Y. A. (2015). Termodinámica 8ª edición. Mc Graw-Hill.
- [2] CV, T. S. (2015). Aire Acondicionado – Tutorial para el trabajo en campo. D.F, México.
- [3] Martínez Escribano, J. C., Noceto, P. F., & Suárez, R. A. (2013). Manual técnico de energía solar térmica (Vol. II).
- [4] Wirz, D. (2008). Refrigeración comercial para 173 técnicos de aire acondicionado.
- [5] Cárcamo Palencia, E. A., Rivas Martínez, G. A., & Valle Cerna, M. (2016). Diseño y construcción de un banco de refrigeración por absorción para uso didáctico, utilizando agua y sales de bromuro de litio. De Universidad De El Salvador website: <http://ri.ues.edu.sv/id/eprint/9866/1/Dise%C3%B1o%20y%20construcci%C3%B3n%20de%20un%20banco%20de%20refrigeraci%C3%B3n%20por%20absorci%C3%B3n%20para%20uso%20did%C3%A1ctico%20C%20utilizando%20Agua%20y%20Sales%20de%20Bromuro%20de%20Litio.pdf>
- [6] Swiss Contact. Manuales de Energía Renovable
- [7] Daniel Pérez Carrasco. Procedimiento de Mantenimiento y Calibración de Estación Radiométrica.
- [8] Romero, G. Análisis termodinámico de ciclos de refrigeración por absorción (amoníaco-agua). México.
- [9] Climatizar lugares con baja entalpía 2017 D. Chaverra
- [10] Captadores ECO - Catalogo 2017. (s. f.). Delpaso Solar. http://delpasosolar.com/wp-content/uploads/Captadores_solares_de_parrilla_ECO.pdf
- [11] TECNOSOLAR - Calentadores Compactos.
- [12] Chromagen – Hot Water Solutions
- [13] Products and Trade Leads from our award-winning International Trade Site. Import & Export on alibaba.com
- [14] Almacenes Vidrí <https://www.vidri.com.sv/>

[15] Gerencia de calidad y tecnología de buenos aires argentina. <http://www.mercadocentral.gob.ar/sites/default/files/docs/parametrosdeconservacion.pdf>

[16] Arnabat, Idoia. (2007). Sistemas de refrigeración aire acondicionado: compresión y absorción. De Calor y frio website: <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-instalaciones-componentes/sistemas-de-refrigeracion-compresion-absorcion.html>

[17] Sistema de Aire Acondicionado Tutorial para el trabajo en campo. (2015). De energypedia.info website: https://energypedia.info/images/c/c3/GIZ_Tutorial_Aire_Acondicionado_2015.pdf

[18] ATLAS DE ENERGÍA SOLAR DEL PERÚ. (2003). De senamhi.gob website: https://www.senamhi.gob.pe/pdf/Atlas%20de_Radiacion_Solar.pdf

[19] Román, R. (2010). Efectos de los componentes atmosféricos sobre la radiación eritemática y modelo propuesto para la reconstrucción de series. De 2022, de Universidad de Valladolid website: <http://www5.uva.es/renova/esp/Roman2010.pdf>

[20] Tipos de Radiación solar. (2020). De ingenieriaambiental.net website: <https://ingenieriaambiental.net/radiacion-solar/>

[21] Canal Parabólico y Fresnel . (2022). De concentracionsolar.org.mx website: <http://www.concentracionsolar.org.mx/concentracion-solar/canal-parabolico-y-fresnel>

[22] Monreal, J. (2012). DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR LINEAL TIPO FRESNEL DE BAJA ENTALPÍA PARA CALOR DE PROCESOS. De UNIVERSIDAD VERACRUZANA website: <https://www.ier.unam.mx/~ojs/pub/Tesis/7.pdf>

[23] Romero, G. (2006). ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE CICLOS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN. De INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

website: <https://1library.co/document/oy86v10q-analisis-termodinamico-ciclos-refrigeracion-por-absorcion-amoniaco-agua.html>

[24] Bromuro de litio. (2021). De wikipedia.org website: https://es.wikipedia.org/wiki/Bromuro_de_litio

[25] García, L., Zimmermann, R., & Soriano, L. (2000). CARACTERIZACION DE CONDICIONES METEOROLOGICAS EN EL SALVADOR. De Dirección General de Observatorio de Amenazas y Recursos Naturales website: <https://portafolio.snet.gob.sv/digitalizacion/pdf/spa/doc00252/doc00252-seccion%20b.pdf>

[26] Sistemas de medición eólica y solar. (2020). De kintech-engineering.com website: <https://www.kintech-engineering.com/es/catalogue/solar-es/hukseflux-sr11/>

[27] Pelayo Arce, J. L. (2004). El Heliógrafo. De tiempo.com website: <https://www.tiempo.com/ram/1762/el-heliografo-de-campbell-stokes/>

[28] (Daniel Pérez Carrasco. (2018). Procedimiento de mantenimiento y Calibración de Estación Radiométrica).

[29] Criterios generales de colectores solares (2015). De docplayer.es website: <https://docplayer.es/88219713-Criterios-generales-sobre-la-tecnologia.html>

[30] Orna Hernández, E. O. (2012). Estudio técnico económico para la sustitución de combustible no renovable por energía solar, en el parque acuático los elenes. De 1library.co website: <https://1library.co/document/zkw7oeez-estudio-tecnico-economico-sustitucion-combustible-renovable-energia-acuatico.html>

[31] Concentrador Solar - Tubo calo-portador. (2018). De ctingenieros.es website: https://www.ctingenieros.es/index.php/proyecto_moviles/energias-renovables/45?idioma_id=2

- [32] Tipos de colectores solares: distintos sistemas para calentar agua. (2018). De pannellisolarifv.com website: <https://pannellisolarifv.com/tipos-de-colectores-solares/>
- [33] Mosquera, J. (2011). Energía Solar. Tubos al vacío. De garciabarba.com website: <http://www.garciabarba.com/cppa/energia-solar-tubos-al-vacio/>
- [34] Captadores TUBOS DE VACÍO. (2020). De chromagen.es website: <https://chromagen.es/captacion/captadores-tubos-de-vacio/>
- [35] Cañadas Navarro, M. E., & Torres Guzman, J. A. (2010). Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico. De Universidad De El Salvador website: https://ri.ues.edu.sv/id/eprint/1772/1/Dise%C3%B1o_de_un_refrigerador_por_absorci%C3%B3n_para_uso_did%C3%A1ctico.pdf
- [36] COLECTOR DE TUBOS DE VACÍO MARCA CS-HP. (2020). De alibaba.com website: <https://spanish.alibaba.com/?spm=a2700.galleryofferlist.scGlobalHomeHeader.4.33fc63b2xlj9ea>
- [37] Ulma. (2020). ¿Qué son los aceros inoxidables dúplex? Website: <https://www.ulmaforge.com/noticia/que-son-los-aceros-inoxidables-duplex/>
- [38] A. Pérez Sánchez, E. J. Sánchez, A. Heredia Sánchez, L. Pazos Amayuela (2019). Diseño de un intercambiador de calor de serpentín para el enfriamiento de acetona. Website: <https://dialnet.unirioja.es/descarga/articulo/7317083.pdf>
- [39] Donald Q. Kern (1950). Process heat transfer. MCGRAW-HILL
- [40] Maquinas de absorción. (2018). De Grupo Nova Energía website: <https://cdn.website-editor.net/93cc7e1b7a854b059b8b40c21802f5a7/files/uploaded/catalogo%2520ABSORCION.pdf>
- [41] CAMPOS VÁSQUEZ, L. M., GÓMEZ JUÁREZ, G. A., & WIPFLI RAMÍREZ, W. (2018). diseño, construcción y validación de un sistema solar térmico para producción de agua caliente sanitaria en una clínica de fisioterapia. De Universidad De El Salvador website: <https://ri.ues.edu.sv/id/eprint/18499/1/Dise%C3%B1o%20construcci%C3%B3n%20y%20validaci%C3%B3n%20de%20un%20Sistema%20Solar%20T%C3%A9rmico%20para%20producci%C3%B3n%20de%20agua%20caliente%20sanitaria%20en%20una%20cl%C3%ADnica%20de%20fisioterapia.pdf>

ANEXOS

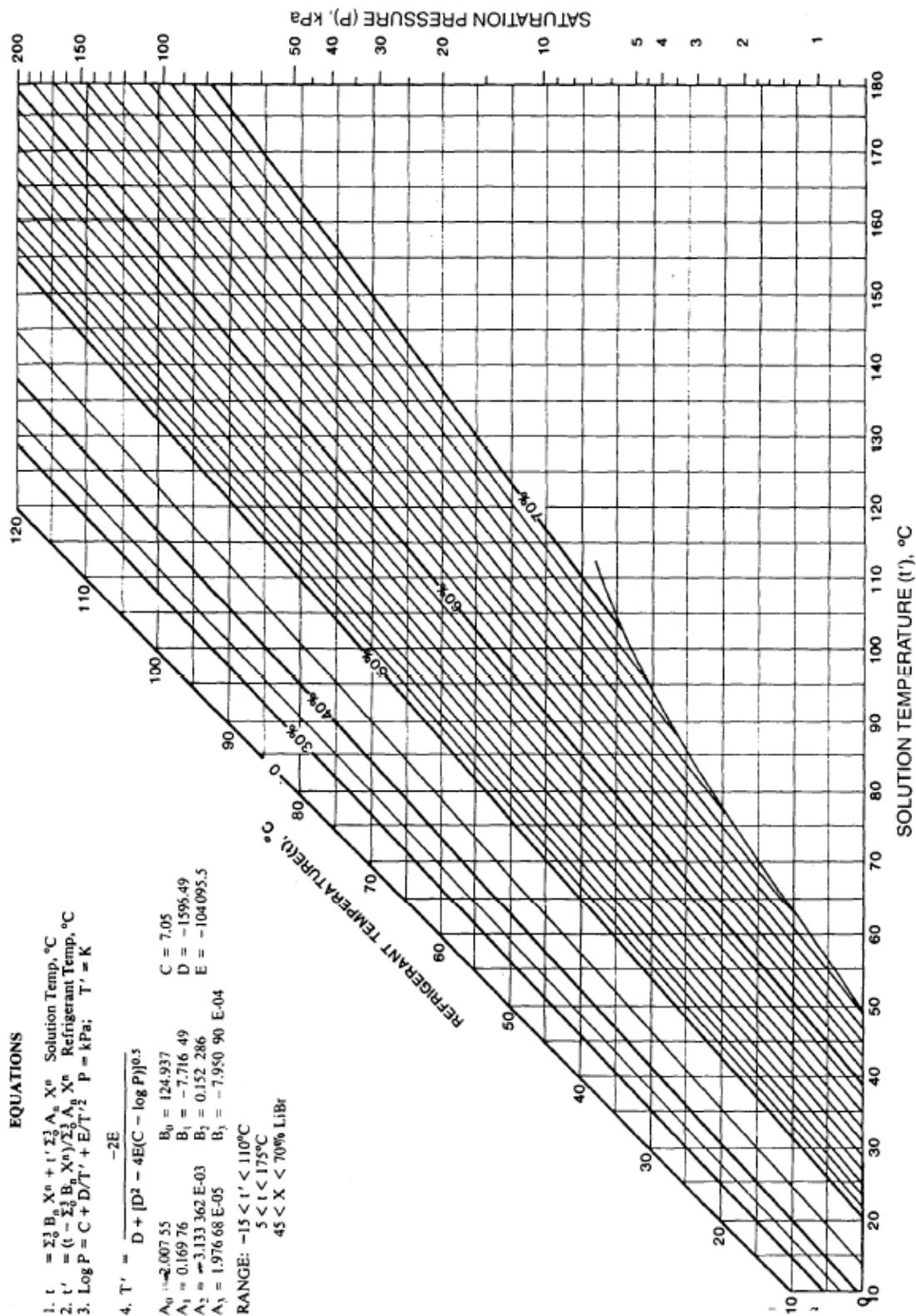
ANEXO 1: TABLA DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA DESTILADA (Cárcamo Palencia, Rivas Martínez, & Valle Cerna, 2016)

Temp., °C	Pres- sure, MPa	Density, Volume, kg/m ³ m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)		Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, Temp., °C		
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor			
		c _p /c _v		c _p /c _v		c _p /c _v		c _p /c _v										
0.01*	0.00061	999.8	205.990	0.00	2500.92	0.0000	9.1555	4.220	1.884	1.329	1402	409.0	1791.2	9.22	561.0	17.07	75.65	0.01
5	0.00087	999.9	147.010	21.02	2510.06	0.0763	9.0248	4.205	1.889	1.328	1426	412.6	1518.3	9.34	570.5	17.34	74.94	5
10	0.00123	999.7	106.300	42.02	2519.21	0.1511	8.8998	4.196	1.895	1.328	1447	416.2	1306.0	9.46	580.0	17.62	74.22	10
15	0.00171	999.1	77.8750	62.98	2528.33	0.2245	8.7803	4.189	1.900	1.328	1466	419.7	1137.6	9.59	589.3	17.92	73.49	15
20	0.00234	998.2	57.7570	83.91	2537.43	0.2965	8.6660	4.184	1.906	1.327	1482	423.2	1001.6	9.73	598.4	18.23	72.74	20
25	0.00317	997.0	43.3370	104.83	2546.51	0.3672	8.5566	4.182	1.912	1.327	1497	426.6	890.1	9.87	607.2	18.55	71.97	25
30	0.00425	995.6	32.8780	125.73	2555.55	0.4368	8.4520	4.180	1.918	1.327	1509	430.0	797.4	10.01	615.5	18.89	71.19	30
35	0.00563	994.0	25.2050	146.63	2564.55	0.5051	8.3517	4.180	1.925	1.327	1520	433.4	719.3	10.16	623.3	19.24	70.40	35
40	0.00738	992.2	19.5150	167.53	2573.51	0.5724	8.2555	4.180	1.931	1.327	1529	436.7	653.0	10.31	630.6	19.60	69.60	40
45	0.00959	990.2	15.2520	188.43	2582.43	0.6386	8.1633	4.180	1.939	1.327	1536	440.0	596.1	10.46	637.3	19.97	68.78	45
50	0.01235	988.0	12.0270	209.34	2591.29	0.7038	8.0748	4.182	1.947	1.328	1542	443.2	546.8	10.62	643.6	20.36	67.94	50
55	0.01576	985.7	9.5643	230.26	2600.09	0.7680	7.9898	4.183	1.955	1.328	1547	446.4	504.0	10.77	649.2	20.77	67.10	55
60	0.01995	983.2	7.6672	251.18	2608.83	0.8313	7.9081	4.185	1.965	1.328	1551	449.5	466.4	10.93	654.3	21.19	66.24	60
65	0.02504	980.5	6.1935	272.12	2617.50	0.8937	7.8296	4.187	1.975	1.329	1553	452.6	433.2	11.10	659.0	21.62	65.37	65
70	0.03120	977.7	5.0395	293.07	2626.10	0.9551	7.7540	4.190	1.986	1.330	1555	455.6	403.9	11.26	663.1	22.07	64.48	70
75	0.03860	974.8	4.1289	314.03	2634.60	1.0158	7.6812	4.193	1.999	1.331	1555	458.5	377.7	11.43	666.8	22.53	63.58	75
80	0.04741	971.8	3.4052	335.01	2643.02	1.0756	7.6111	4.197	2.012	1.332	1554	461.4	354.3	11.59	670.0	23.01	62.67	80
85	0.05787	968.6	2.8258	356.01	2651.33	1.1346	7.5434	4.201	2.027	1.333	1553	464.2	333.3	11.76	672.8	23.51	61.75	85
90	0.07018	965.3	2.3591	377.04	2659.53	1.1929	7.4781	4.205	2.043	1.334	1550	466.9	314.4	11.93	675.3	24.02	60.82	90
95	0.08461	961.9	1.9806	398.09	2667.61	1.2504	7.4151	4.210	2.061	1.335	1547	469.6	297.3	12.10	677.3	24.55	59.87	95
99.97 ^b	0.10133	958.4	1.6732	419.06	2675.53	1.3069	7.3544	4.216	2.080	1.337	1543	472.2	281.8	12.27	679.1	25.09	58.92	99.97
100	0.10142	958.3	1.6718	419.17	2675.57	1.3072	7.3541	4.216	2.080	1.337	1543	472.2	281.7	12.27	679.1	25.10	58.91	100
105	0.12090	954.7	1.4184	440.27	2683.39	1.3633	7.2952	4.222	2.101	1.339	1538	474.7	267.6	12.44	680.5	25.66	57.94	105
110	0.14338	950.9	1.2093	461.42	2691.06	1.4188	7.2381	4.228	2.124	1.341	1533	477.1	254.7	12.61	681.7	26.24	56.96	110

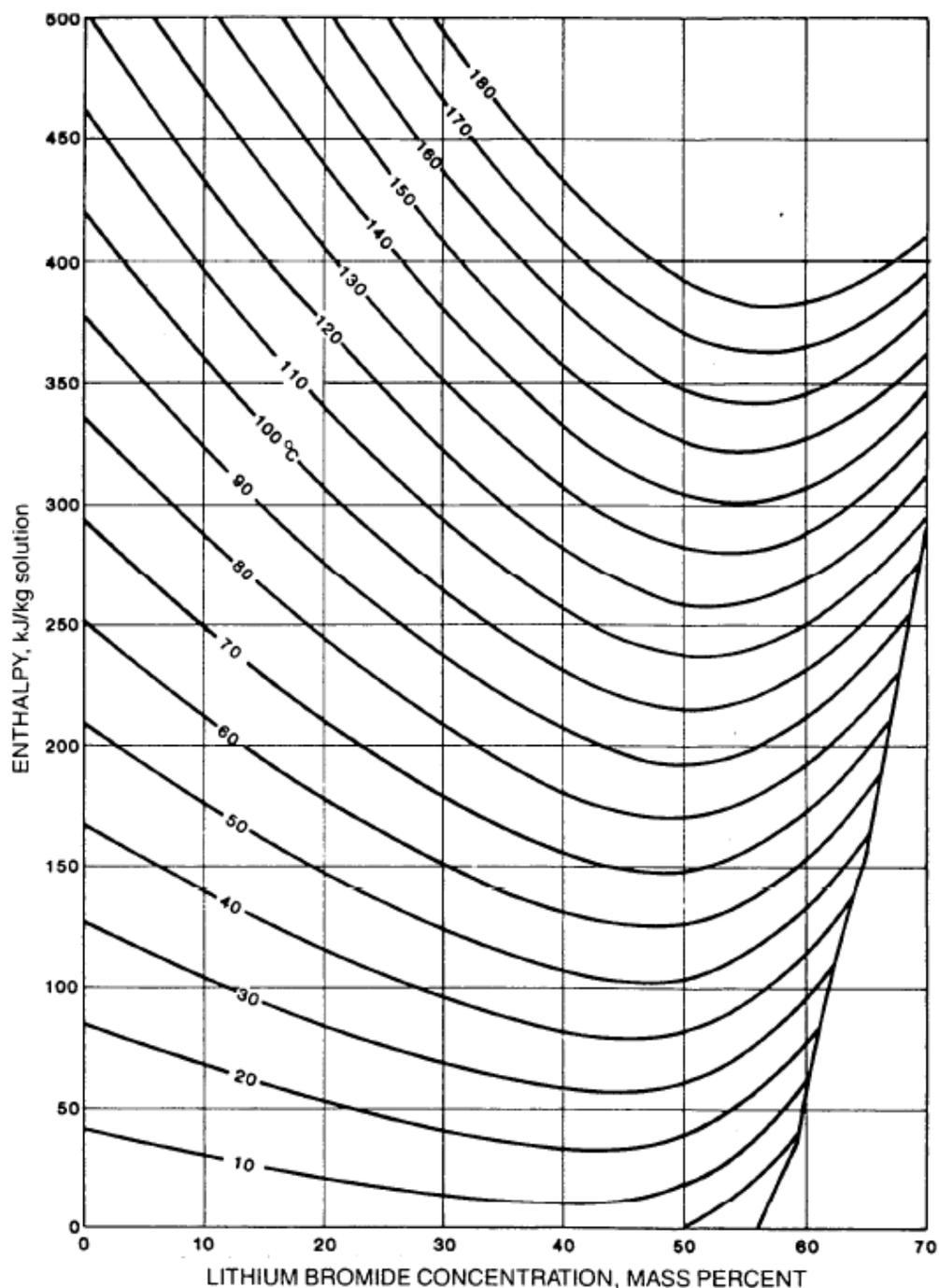
ANEXO 2: TABLA DE TEMPERATURAS Y ENTALPÍAS PARA LA SOLUCIÓN BROMURO DE LITIO (Cárcamo Palencia, Rivas Martínez, & Valle Cerna, 2016)

		Percent LiBr										
		0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70
20	t'	20.0	19.1	17.7	15.0	9.8	5.8	-0.4	-7.7	-15.8	-23.4#	-29.3#
	h	84.0	67.4	52.6	40.4	33.5	33.5	38.9	53.2	78.0	111.0#	145.0#
30	t'	30.0	29.0	27.5	24.6	19.2	15.0	8.6	1.0	-7.3	-15.2#	-21.6#
	h	125.8	103.3	84.0	68.6	58.3	56.8	60.5	73.5	96.8	128.4#	161.7#
40	t'	40.0	38.9	37.3	34.3	28.5	24.1	17.5	9.8	1.3	-7.0#	-14.0#
	h	167.6	139.5	115.8	96.0	82.5	79.7	82.2	93.5	115.4	146.0#	178.3#
50	t'	50.0	48.8	47.2	44.0	37.9	33.3	26.5	18.5	9.9	1.3	-6.3#
	h	209.3	175.2	147.0	123.4	106.7	102.6	103.8	114.0	134.5	163.5	195.0#
60	t'	60.0	58.8	57.0	53.6	47.3	42.5	35.5	27.3	18.4	9.5	1.4#
	h	251.1	211.7	179.1	151.4	131.7	125.8	125.8	134.7	153.7	181.4	211.9#
70	t'	70.0	68.7	66.8	63.3	56.6	51.6	44.4	36.1	27.0	17.7	9.0#
	h	293.0	247.7	210.5	178.8	155.7	148.9	148.0	155.6	173.2	199.4	228.8#
80	t'	80.0	78.6	76.7	73.0	66.0	60.8	53.4	44.8	35.6	26.0	16.7#
	h	334.9	287.8	243.6	207.3	181.0	172.8	170.0	176.2	192.6	217.2	245.7#
90	t'	90.0	88.6	86.5	82.6	75.4	70.0	62.3	53.6	44.1	34.2	24.3#
	h	376.9	321.1	275.6	235.4	206.1	195.8	192.3	197.1	212.2	235.6	262.9#
100	t'	100.0	98.5	96.3	92.3	84.7	79.1	71.3	62.4	52.7	42.4	32.0
	h	419.0	357.6	307.9	263.8	231.0	219.9	214.6	218.2	231.5	253.5	279.7
110	t'	110.0	108.4	106.2	101.9	94.1	88.3	80.2	71.1	61.3	50.6	39.7
	h	461.3	394.3	340.1	292.4	255.9	243.3	236.8	239.1	251.0	271.4	296.3
120	t'	120.0*	118.3*	116.0*	111.6	103.4	97.5	89.2	79.9	69.8	58.9	47.3
	h	503.7*	431.0*	372.5*	320.9	281.0	267.0	259.0	260.0	270.2	289.5	313.4
130	t'	130.0*	128.3*	125.8*	121.3*	112.8	106.7	92.8	88.7	78.4	67.1	55.0
	h	546.5*	468.4*	404.5*	349.6*	306.2	290.7	281.0	280.4	289.1	306.9	330.2

ANEXO 3: DIAGRAMA DE DÜHRING DE LAS DISOLUCIONES LIBR-H2O (MCNEELY, 1979) (Cárcamo Palencia, Rivas Martínez, & Valle Cerna, 2016).



ANEXO 4: DIAGRAMA DE MERKEL DE LAS DISOLUCIONES LIBR-H₂O
(MCNEELY, 1979) (Cárcamo Palencia, Rivas Martínez, & Valle Cerna, 2016).



EQUATIONS CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165°C

$$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n \text{ in kJ/kg, where } t = \text{°C and } X = \text{\%LiBr}$$

$$A_0 = -2024.33$$

$$A_1 = 163.309$$

$$A_2 = -4.88161$$

$$A_3 = 6.302948 \text{ E-2}$$

$$A_4 = -2.913705 \text{ E-4}$$

$$B_0 = 18.2829$$

$$B_1 = -1.1691757$$

$$B_2 = 3.248041 \text{ E-2}$$

$$B_3 = -4.034184 \text{ E-4}$$

$$B_4 = 1.8520569 \text{ E-6}$$

$$C_0 = -3.7008214 \text{ E-2}$$

$$C_1 = 2.8877666 \text{ E-3}$$

$$C_2 = -8.1313015 \text{ E-5}$$

$$C_3 = 9.9116628 \text{ E-7}$$

$$C_4 = -4.4441207 \text{ E-9}$$

ANEXO 5: CLASIFICACIÓN DE FRUTAS Y VERDURAS SEGÚN SU TEMPERATURA SEGÚN LA GERENCIA DE CALIDAD Y TECNOLOGÍA DE ARGENTINA (<<Gerencia de calidad y tecnología de buenos aires argentina>>,2020).

Desinfección de Cámaras Frigoríficas y Embalajes

Las frutas y hortalizas que van a ser conservadas en cámaras frigoríficas pueden sufrir contaminación de hongos en el campo o en el mismo galpón de empaque. Contra la contaminación de campo, los tratamientos químicos de cosecha suelen ser de gran eficacia, recomendándose una o dos aplicaciones, la última respetando el plazo de seguridad del fungicida empleado, lo que asegurará que los residuos estén por debajo de los límites máximos de residuos autorizados.

Las contaminaciones que se producen en el galpón de empaque, provienen del inoculo que se ha conservado en los envases, paredes, suelos y en el mismo aire.

Para evitar las contaminaciones en lo posible, y que al mismo tiempo los tratamientos de postcosecha tengan la máxima eficacia, se recomienda en primer lugar la desinfección previa de cámaras y embalajes, disminuyéndose significativamente la cantidad de inoculo presente. Este hecho demostrado y corroborado por diversos investigadores, hace que hoy en día se recomiende de una manera generalizada esta desinfección, previa al inicio de cada campaña. La desinfección de envases que hayan sido usados en la campaña anterior, se pueden llevar a cabo con pistola, ducha o por inmersión.

Algunos productos que se pueden utilizar son los siguientes:

- Hipoclorito sódico: del 3 al 5%.
- Ortoperilato sódico a la dosis del 4 al 5,5%.
- Atmósfera ionizada con oxígeno ionizado (ozono) al 0,05 PPM en cámara).

Para la desinfección de la maquinaria (clasificadoras), se pueden emplear los detergentes alcalinos, hipoclorito sódico, pero lo más práctico es usar los amoníacos cuaternarios, que no plantean problema de corrosión, como los derivados del cloro o los detergentes alcalinos.



CORPORACION DEL
MERCADO CENTRAL
DE BUENOS AIRES

PARÁMETROS PARA UNA ADECUADA CONSERVACIÓN EN FRÍO DE FRUTAS Y HORTALIZAS FRESCAS

Gerencia de Calidad y Tecnología

Compatibilidad de productos en cargas mixtas o almacenamientos

En algunas circunstancias, los productos frutihortícolas son transportados o almacenados en cargas mixtas. En estos casos deben tenerse en cuenta las compatibilidades en términos de:

- Temperatura**
- Humedad Relativa**
- Producción y Sensibilidad al Etileno**
- Producción y Absorción de olores**

A continuación se presentan tablas de sensibilidad y compatibilidad que consideran los factores mencionados para períodos de tránsito o almacenamiento de un día o más:

GRUPOS DE COMPATIBILIDAD

Grupo I:
Frutas y Hortalizas: **0°C a 2°C, 90 a 95% de humedad relativa.**
Muchos productos de este grupo producen etileno.
Berries, cereza, ciruela, damasco, durazno, frambuesa, hongos comestibles, kaki, manzana, membrillo, nispero, pera, para asálica, puerro, uva (sin dióxido de sulfuro).

Grupo II:
Frutas y Hortalizas: **0°C a 2°C, 95 a 100% de humedad relativa.**
Muchos productos de este grupo producen etileno.
Alcaucil, apio, arveja, berro, brócoli, cereza, coliflor, endivia, escarola, espárrago, espinaca, hongos comestibles, kiwi, lechuga, maíz dulce, perejil, repollo, uva (sin dióxido de sulfuro), zanahoria.

Grupo III:
Frutas y Hortalizas: **0°C a 2°C, 65 a 75% de humedad relativa.**
La humedad causa daño a estos productos.
Ajo, cebolla.

Grupo V:
Frutas y Hortalizas: **4,5°C a 5°C, 90 a 95% de humedad relativa.**
Atandano, Kumquat, mandarina, naranja, figo de tuna.

Grupo VI:
Frutas y Hortalizas: **10°C, 85 a 90% de humedad relativa.** Muchos de estos productos son sensibles al etileno y también al daño por enfriamiento (DPE).
Oliva, berenjena, zapallito, okra, papa, pepino, pimiento, pomelo.

Grupo VII:
Frutas y Hortalizas: **13°C a 15°C, de 85 a 90% de humedad relativa.** Muchos de estos productos producen etileno y son sensibles al daño por enfriamiento (DPE).
Banana, chirimoya, lima, mango, maracuyá, melón, palta, papaya, nifia, tomate, zanahilo.

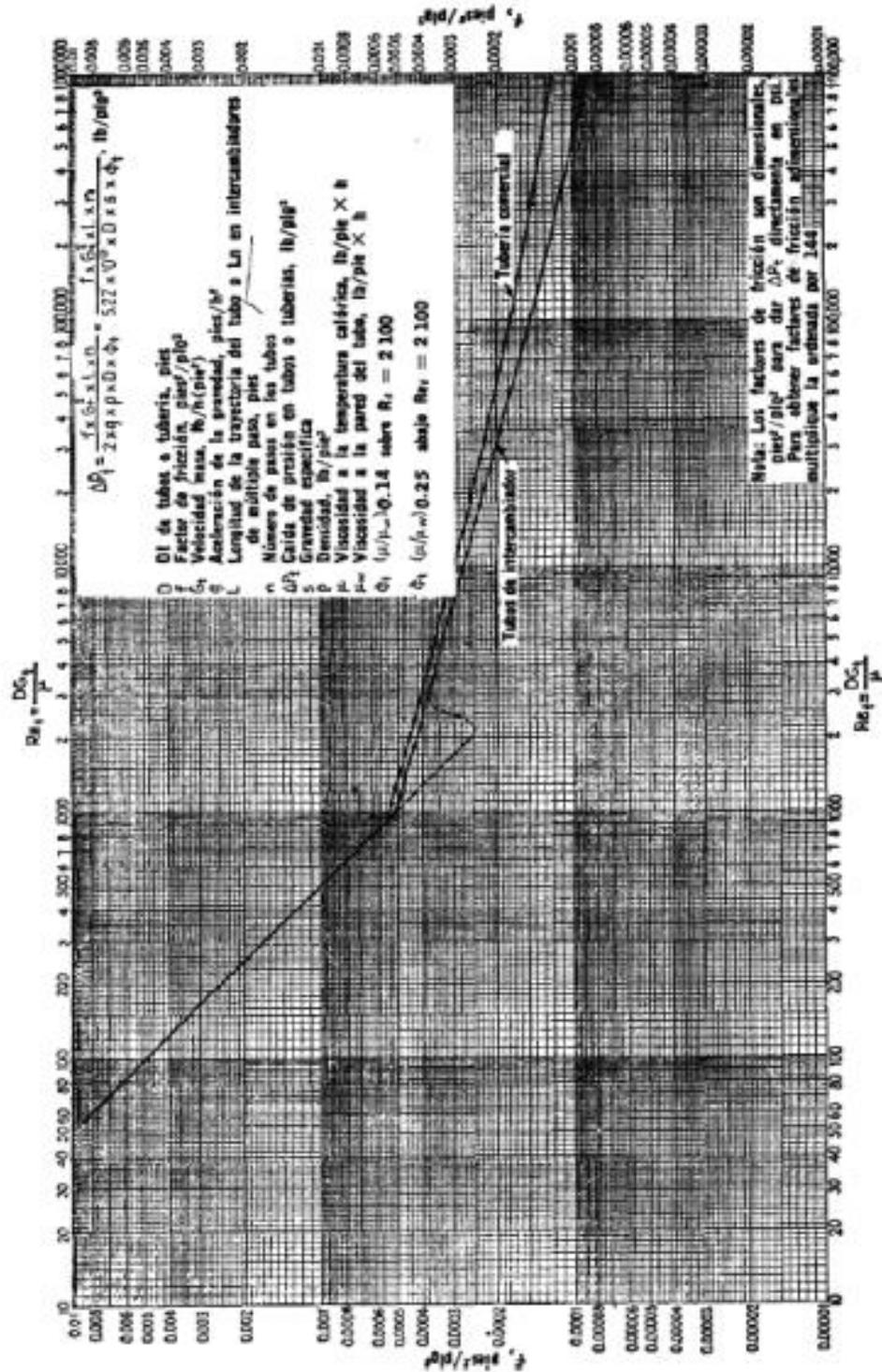


CORPORACION DEL
MERCADO CENTRAL
DE BUENOS AIRES

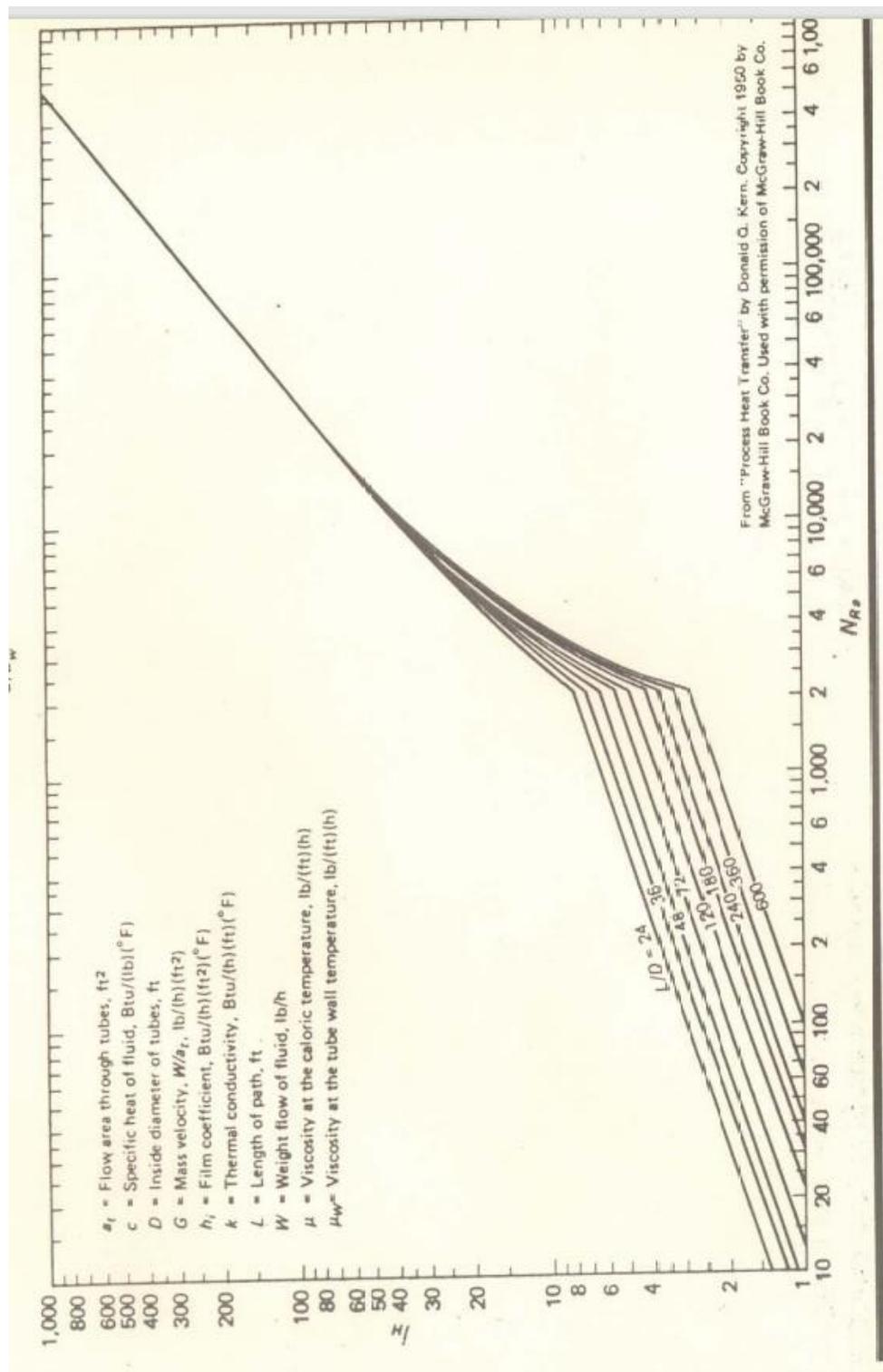
GERENCIA DE CALIDAD Y TECNOLOGÍA
Avenida Rieghi y Boulogne Sur Mer (B1777 B1 A), Baires, Buenos Aires, Argentina
Tel: (5411) 4465-5544

www.mercadocentral.gov.ar

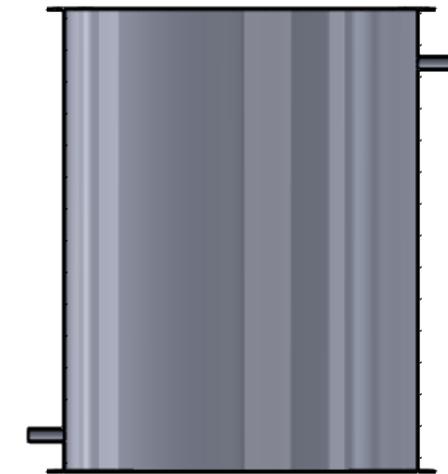
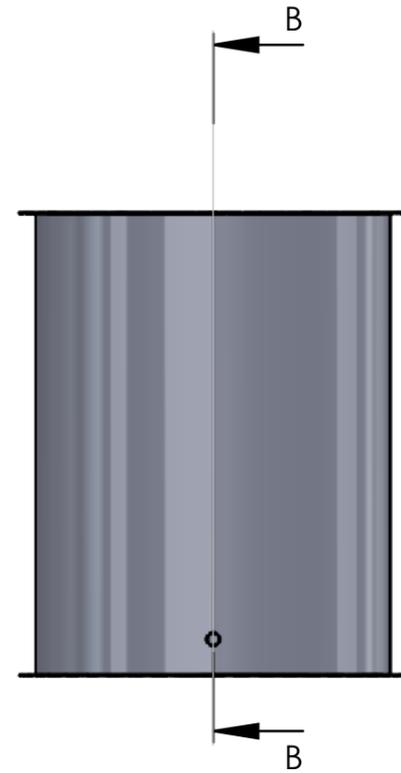
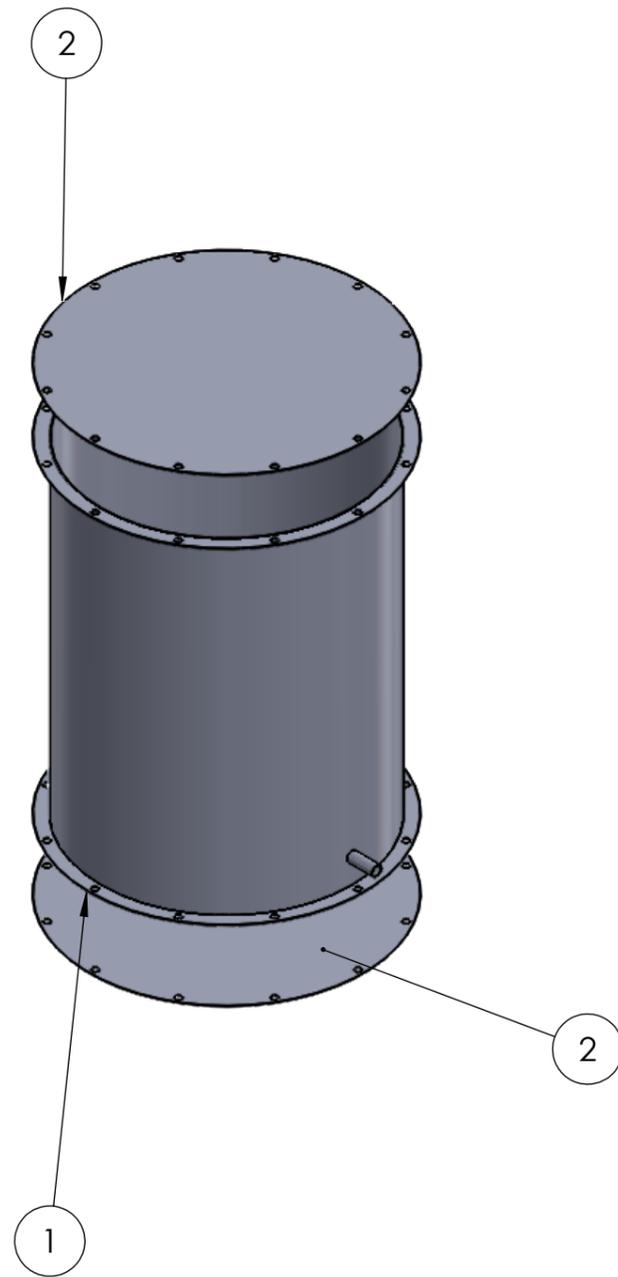
ANEXO 6: GRÁFICA DE FACTOR DE FRICCIÓN PARA EL LADO DE LOS TUBOS PARA INTERCAMBIADOR DE CALOR (Cárcamo Palencia, Rivas Martínez, & Valle Cerna, 2016)



ANEXO 7: GRÁFICA PARA ENCONTRAR FACTOR j_H CON NÚMERO DE REYNOLDS (Donald Q. Kern (1950). Process heat transfer. McGraw-Hill)



Planos técnicos



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 20

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Carcasa tanque de almacenamiento 1000L	1
2	Tapadera de tanque 1000L	2

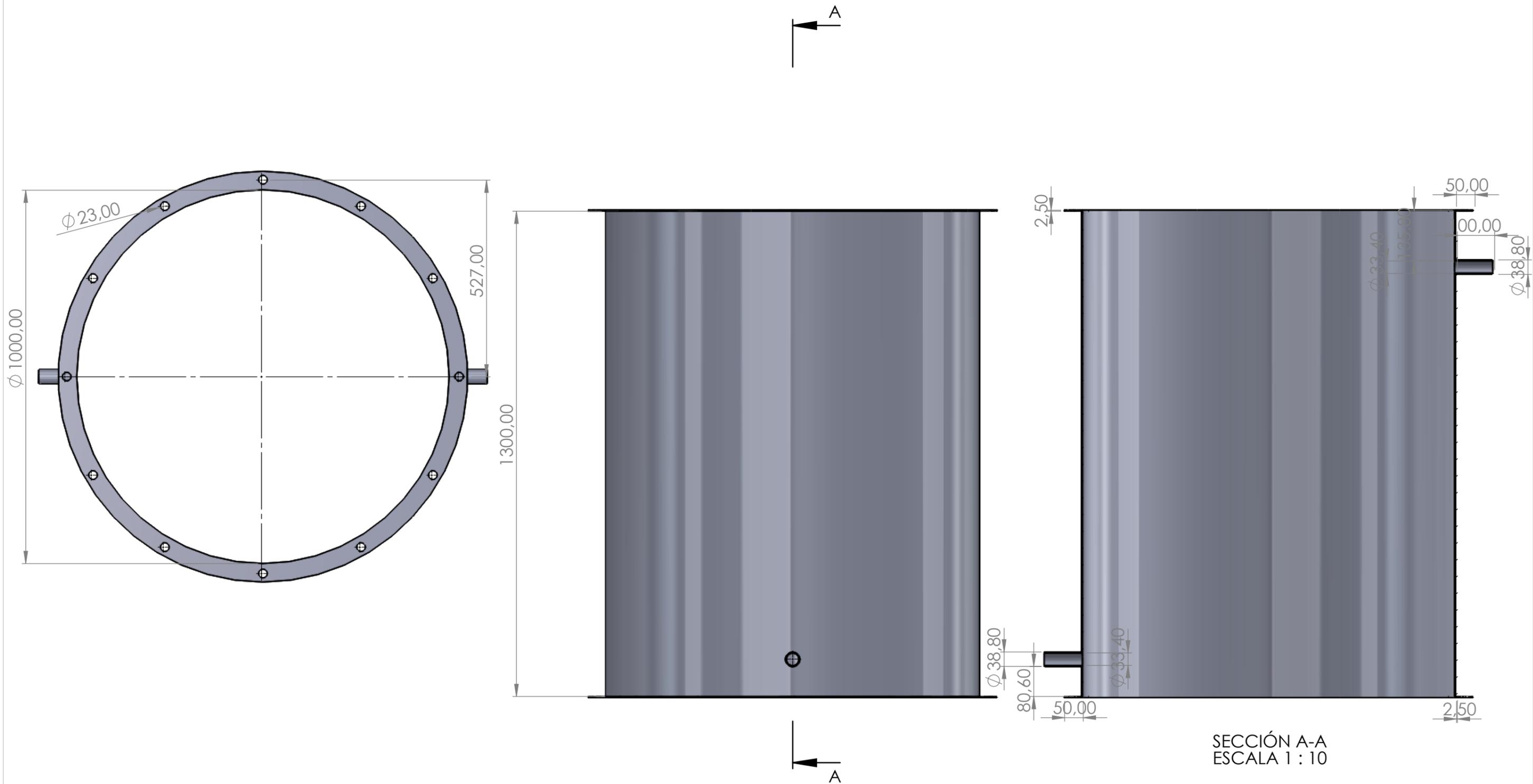
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:20	NOMBRE	HOJA: 1/32
Cantidad: 3	Tanque de almacenamiento de agua.	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

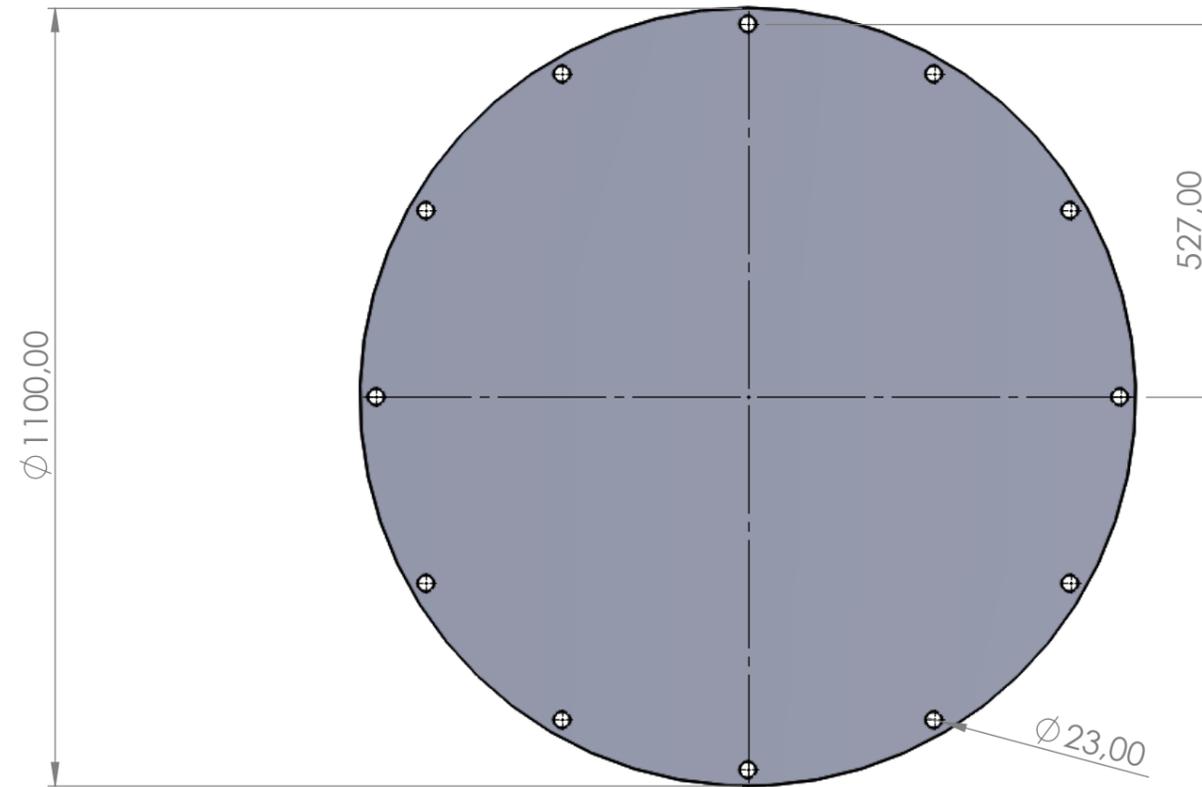
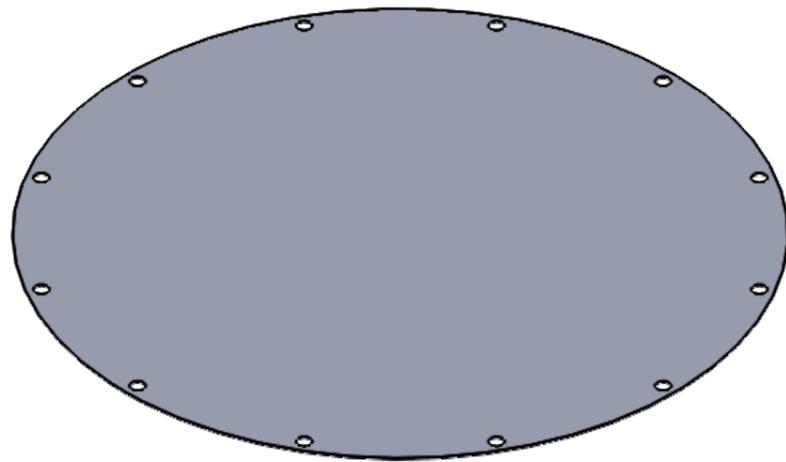
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:10	NOMBRE:	HOJA: 2/32
Cantidad: 1	Carcasa de tanque.	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



2,50

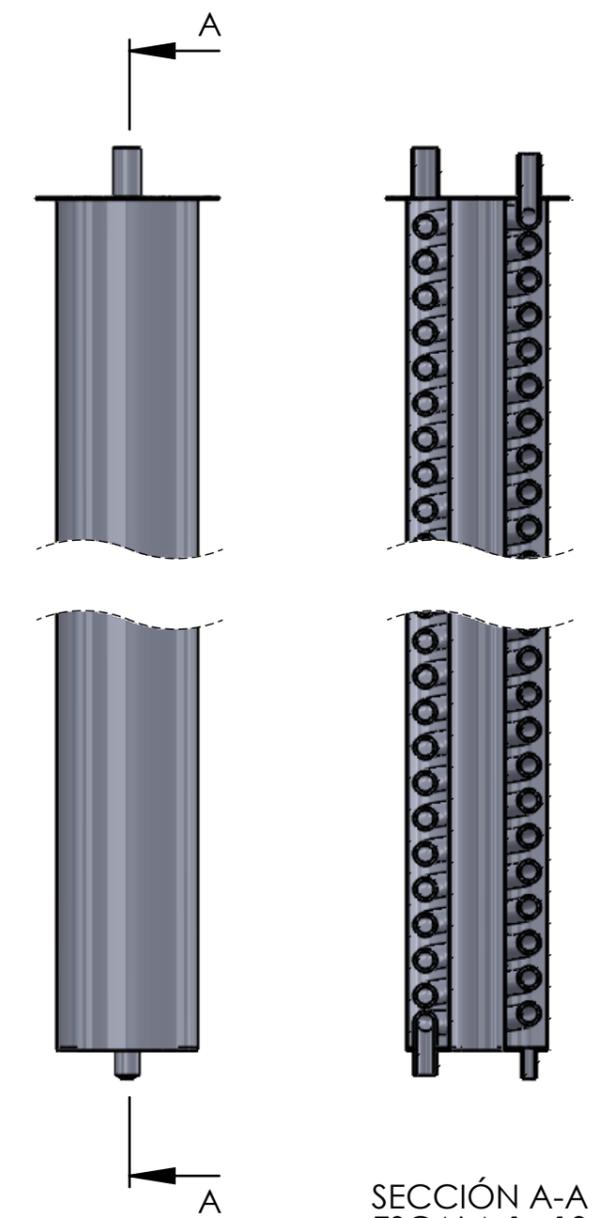
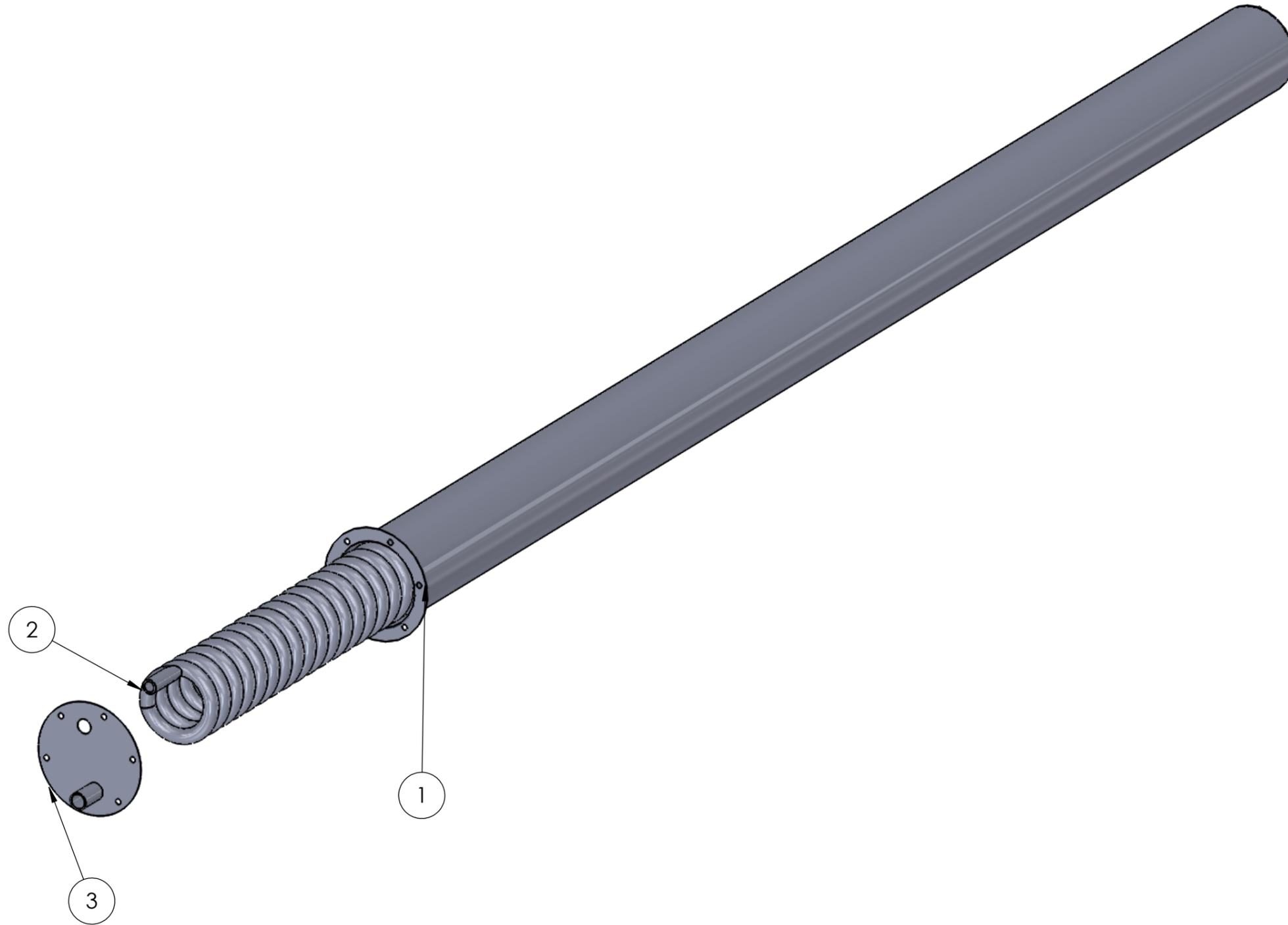
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:10	NOMBRE:	HOJA: 3/32
Cantidad: 1	Tapadera para tanque de almacenamiento de agua.	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

TRABAJO DE GRADUACION

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

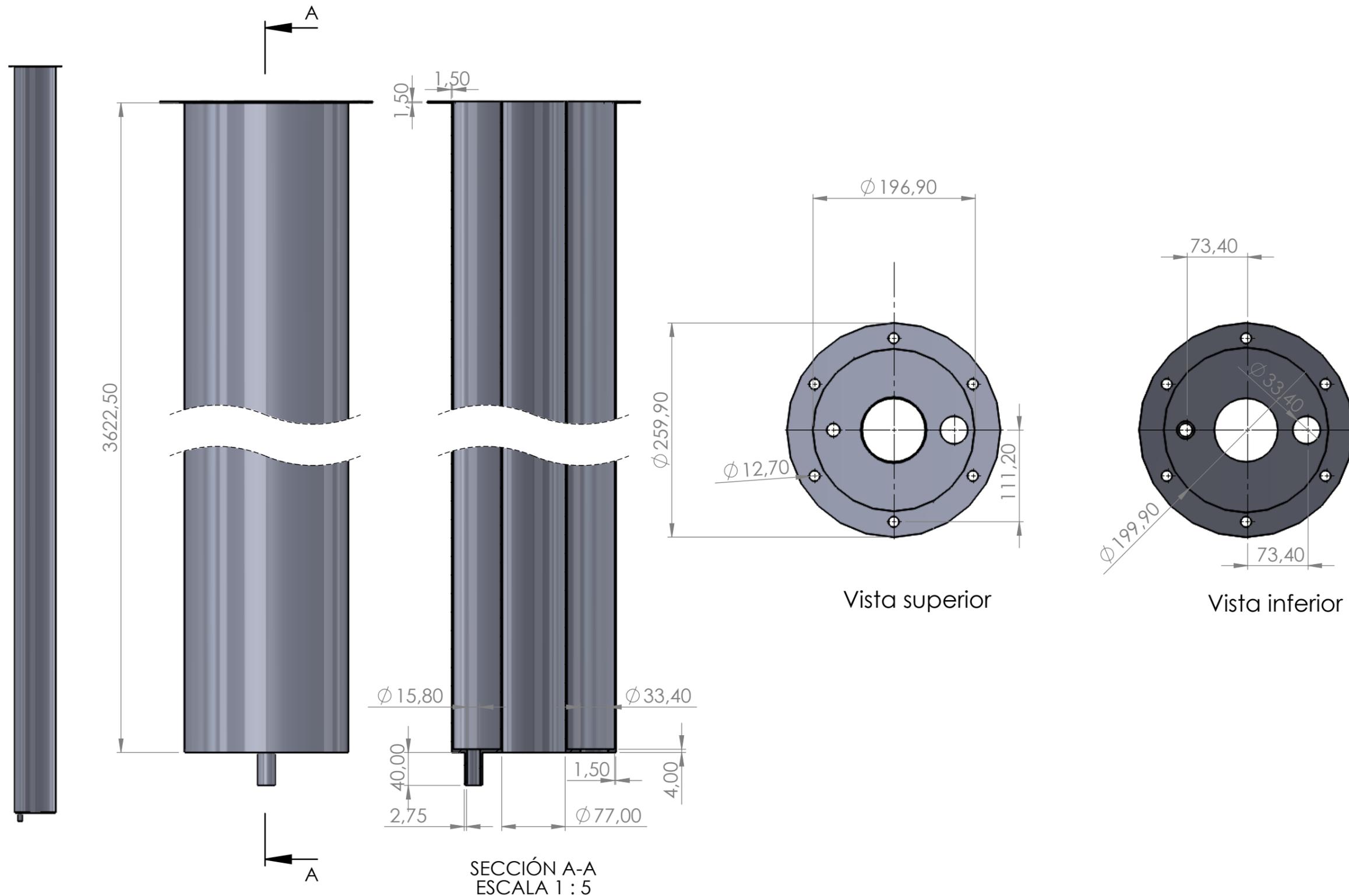
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Carcasa intercambiador de serpentín para tanque	1
2	Serpentín	1
3	Tapadera	1

Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA 1:10	REVISA: Ing. Gustavo Salomón Torres	
	NOMBRE:	HOJA: 4/32
Cantidad: 3	Intercambiador de calor	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



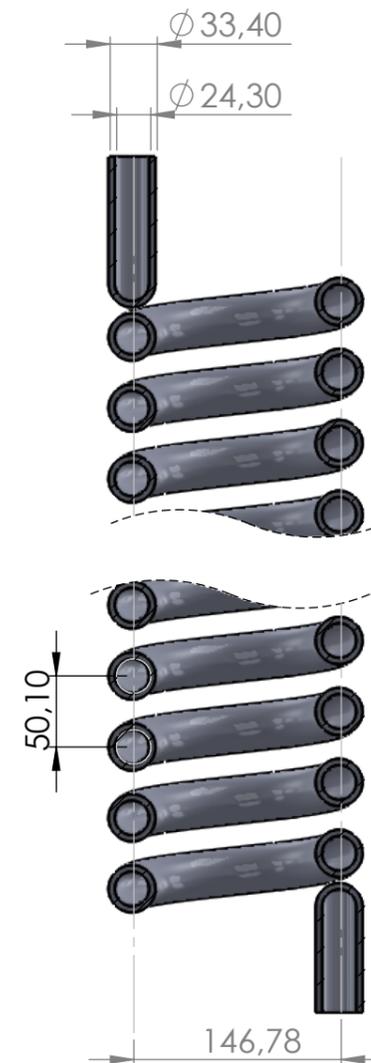
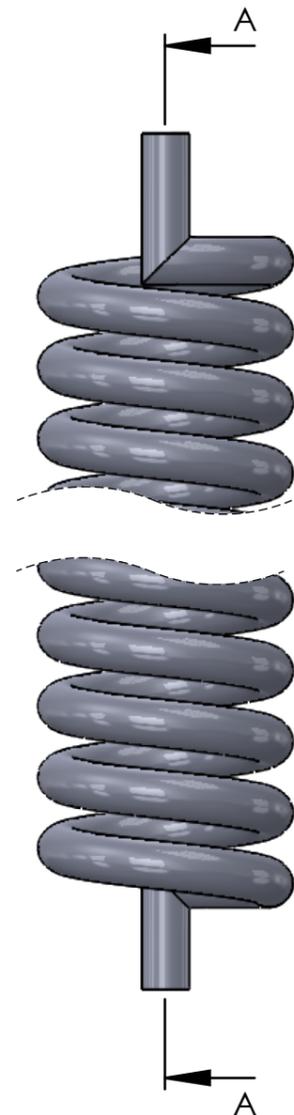
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAN: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:5	NOMBRE:	HOJA: 5/32
Cantidad: 1	Carcasa de intercambiador de serpentín para sistema de tanque.	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

Numero de vueltas: 71

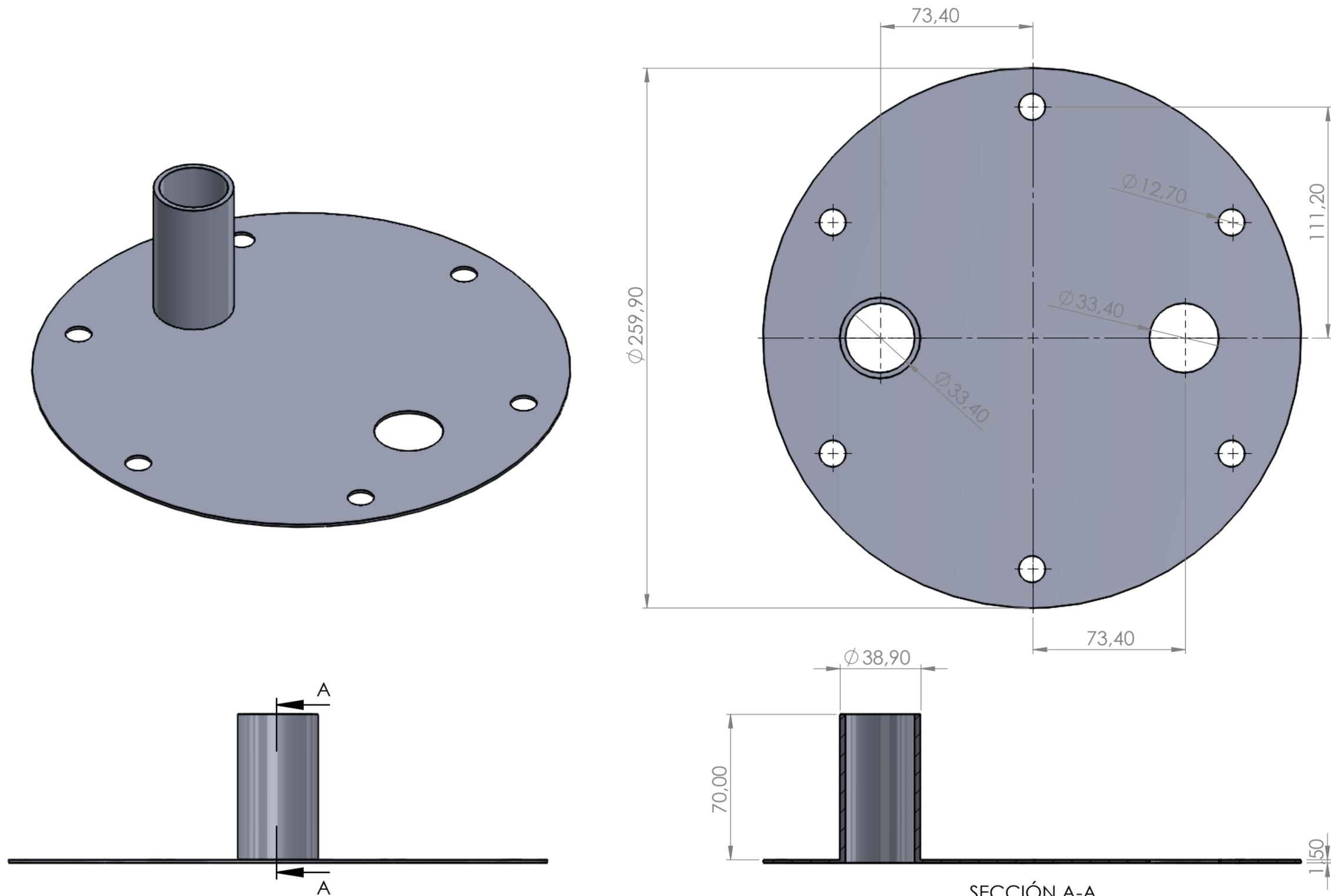
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:5	NOMBRE: Serpentín de intercambiador de calor en sistema de tanque.	HOJA: 6/32
Cantidad: 1		A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

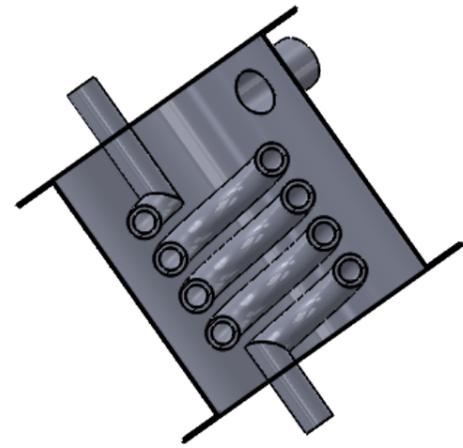
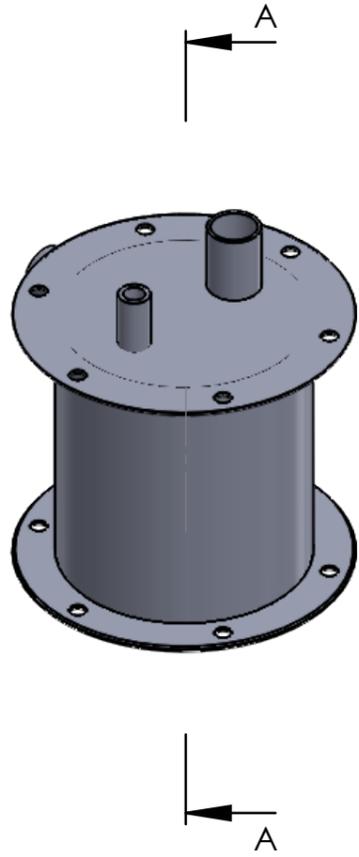
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:2	NOMBRE:	HOJA: 7/32
Cantidad: 1	Tapadera para intercambiador de calor en sistema de tanque.	A3



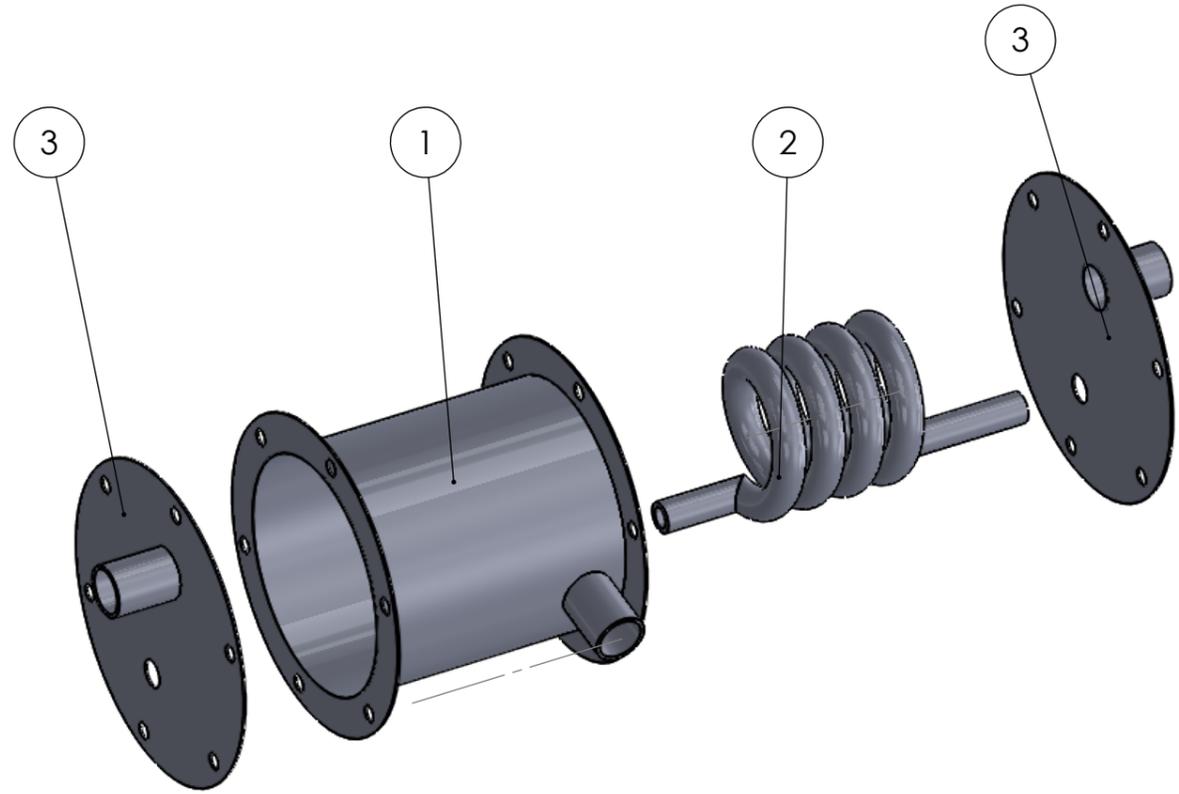
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Carcasa generador	1
2	Serpentin Generador	1
3	Tapadera	2

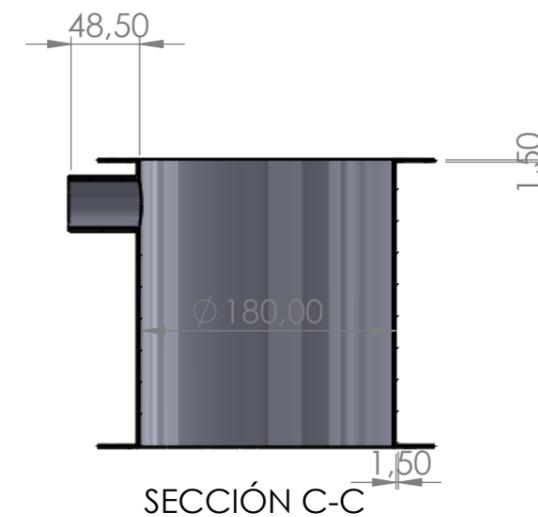
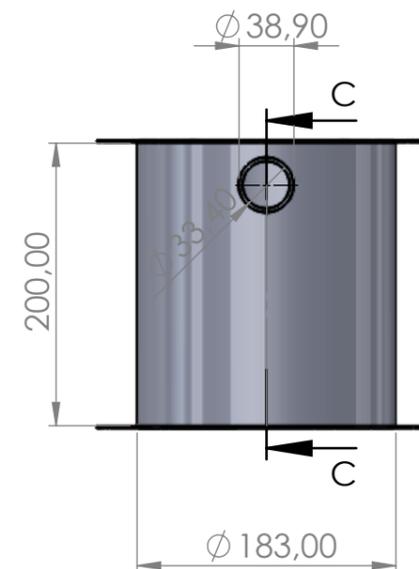
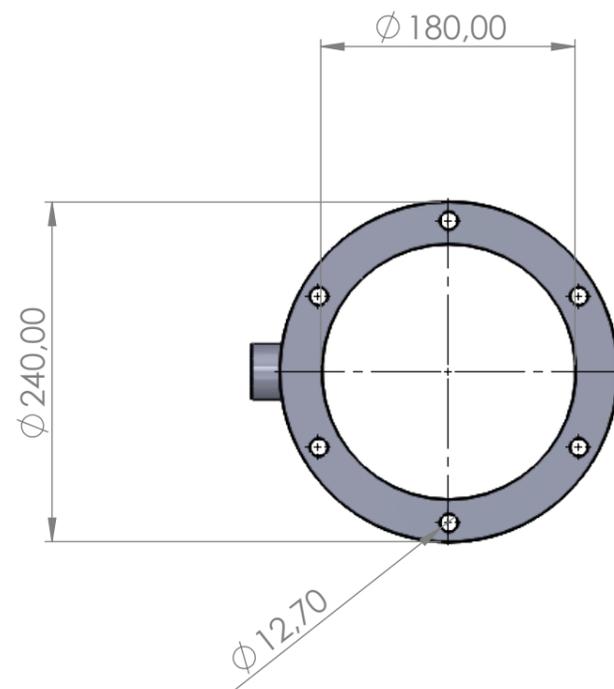
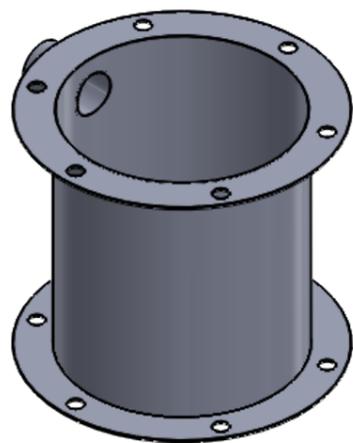
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:5	NOMBRE:	HOJA: 8/32
Cantidad:	Generador.	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



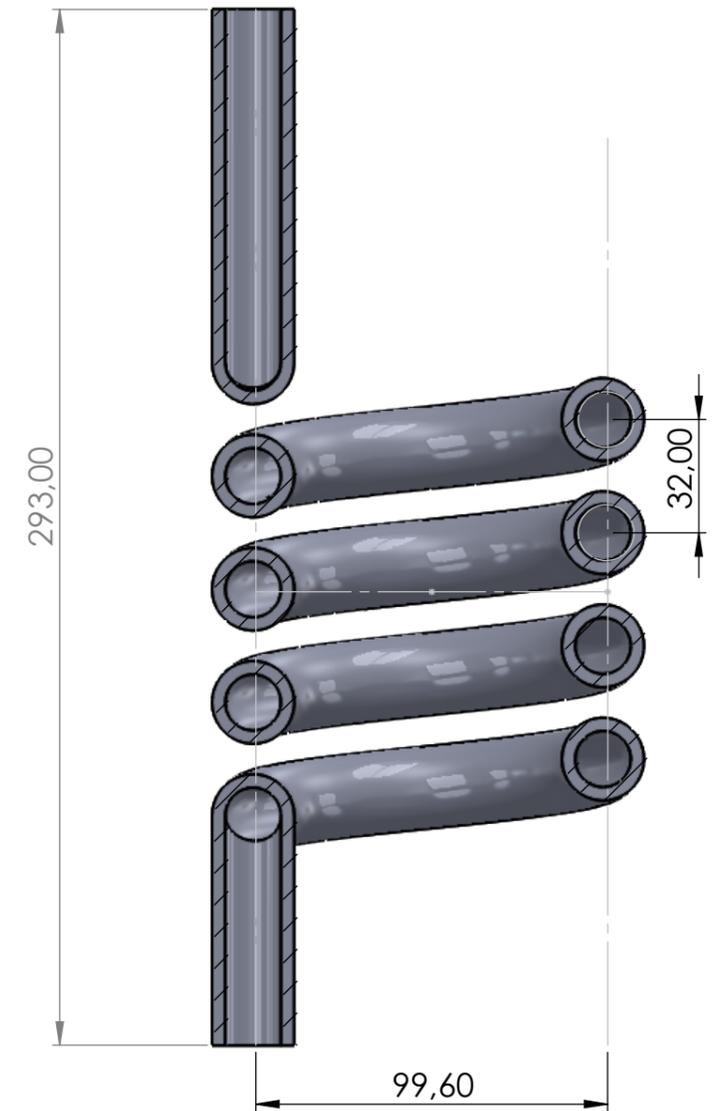
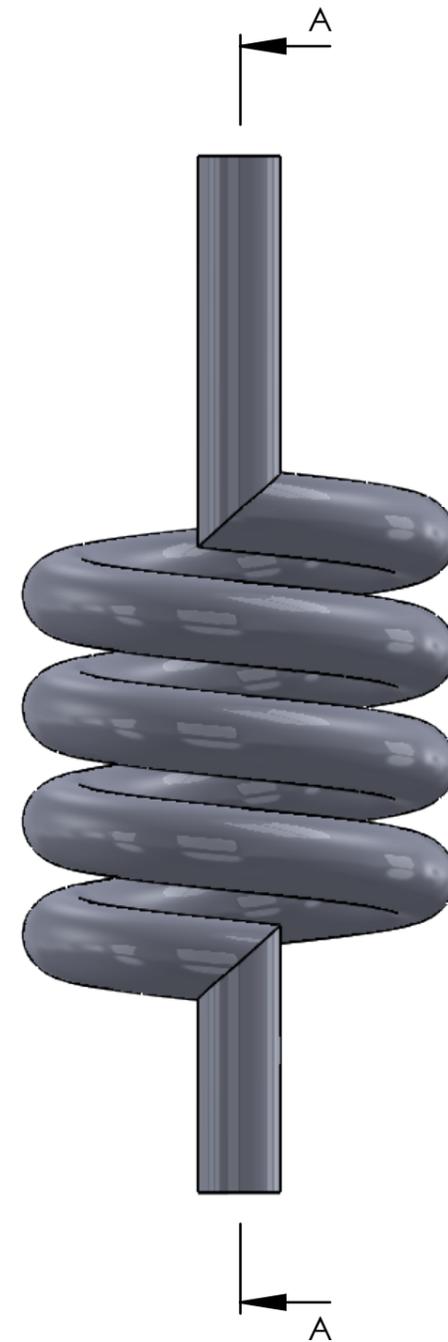
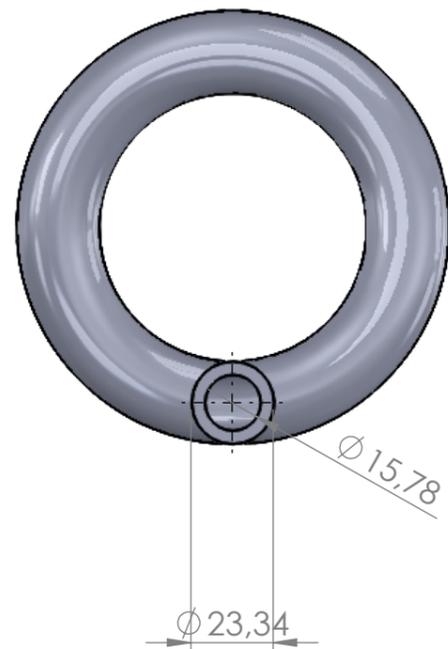
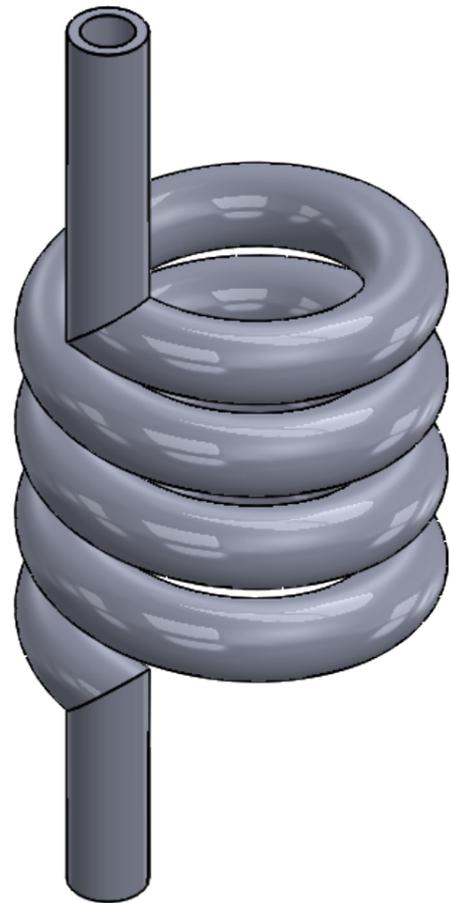
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:5	NOMBRE:	HOJA: 9/32
Cantidad: 1	Carcaza del generador.	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

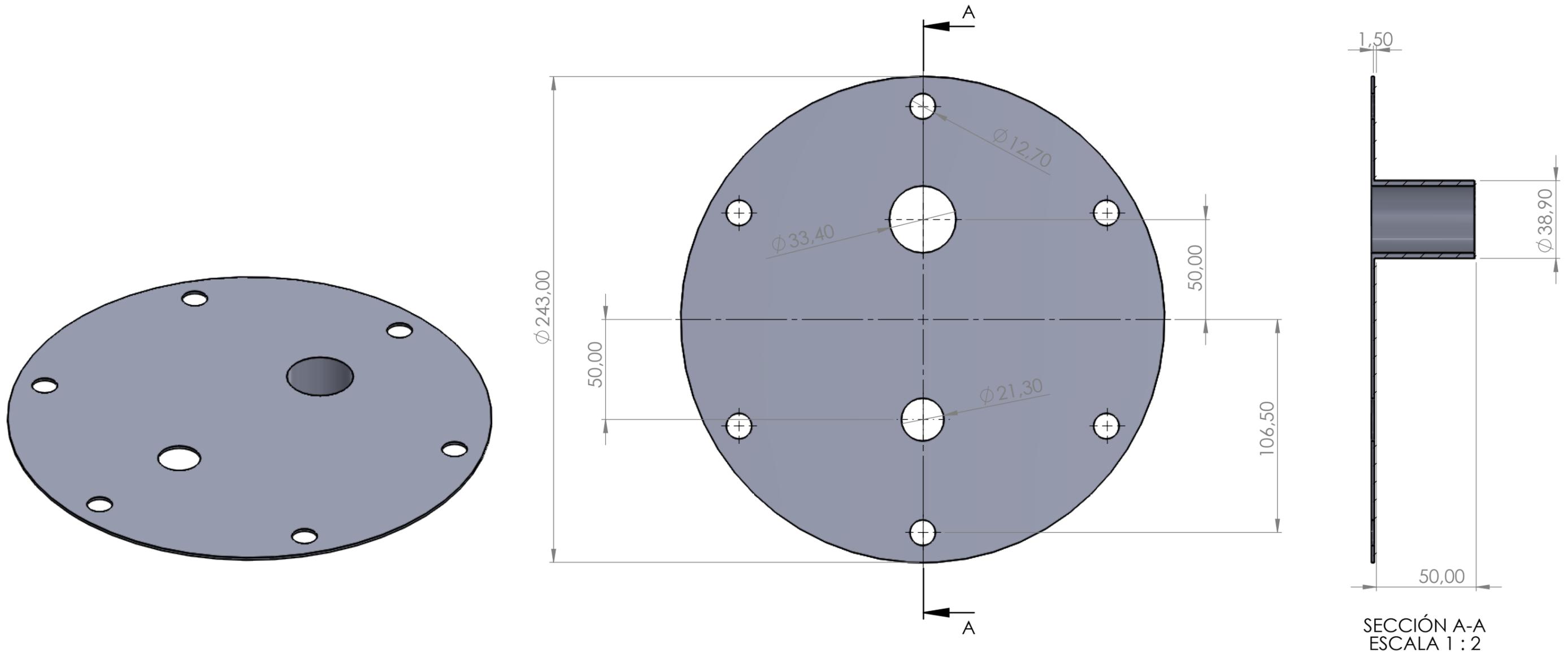
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:2	NOMBRE:	HOJA: 10/32
Cantidad:	Serpentín del generador.	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



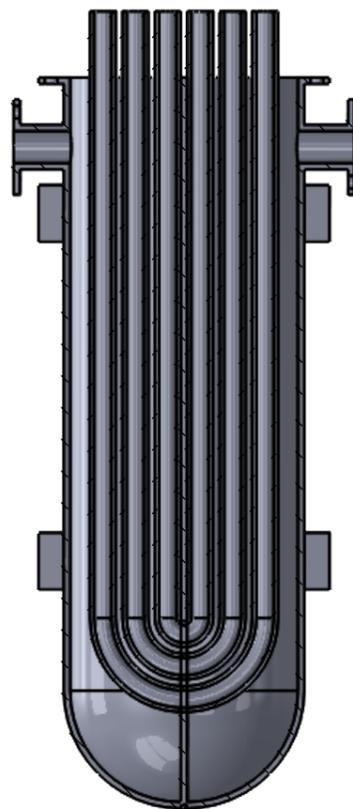
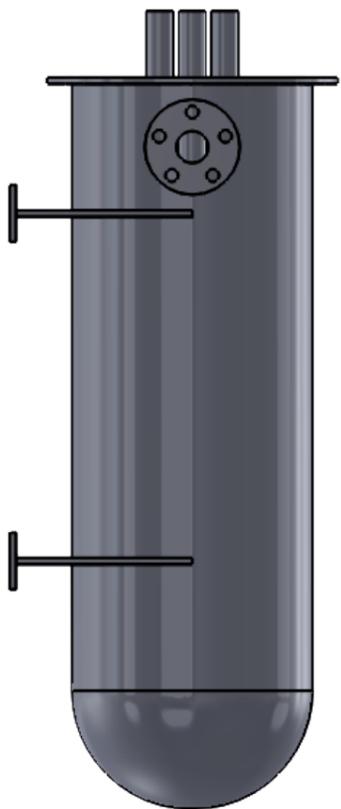
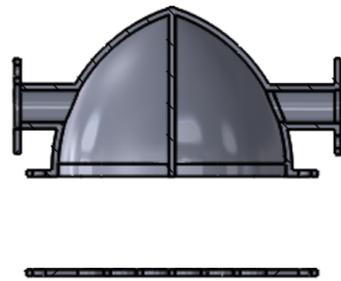
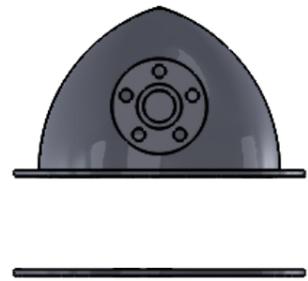
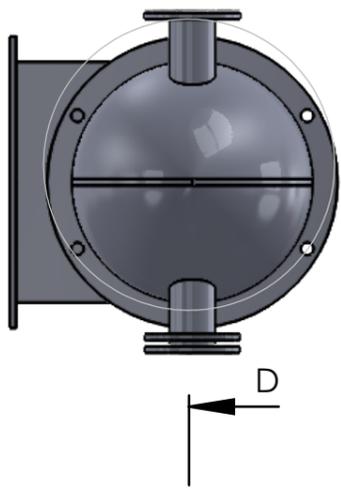
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:2	NOMBRE:	HOJA: 11/32
Cantidad: 1	Tapaderas generador.	A3



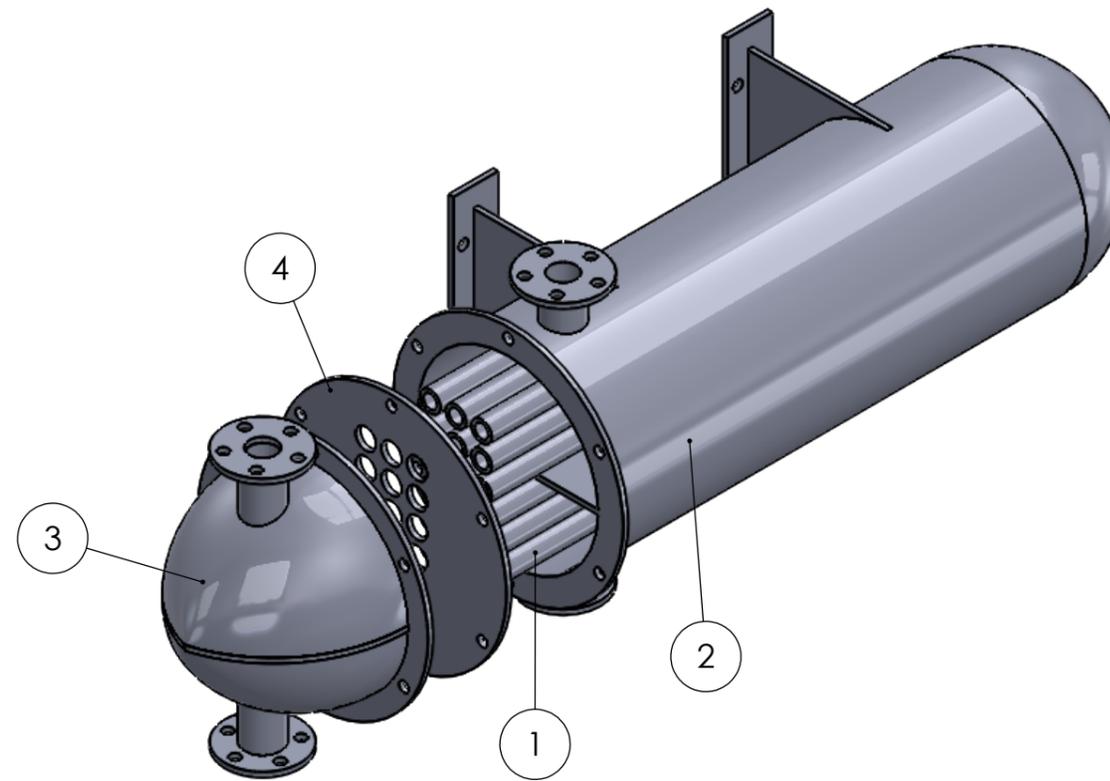
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



ESCALA,
SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 2.8



No DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CANTIDAD
1	HAZ DE TUBERIA	1
2	CORAZA	1
3	EXTREMO DE CORAZA	1
4	SEPARADORES	1



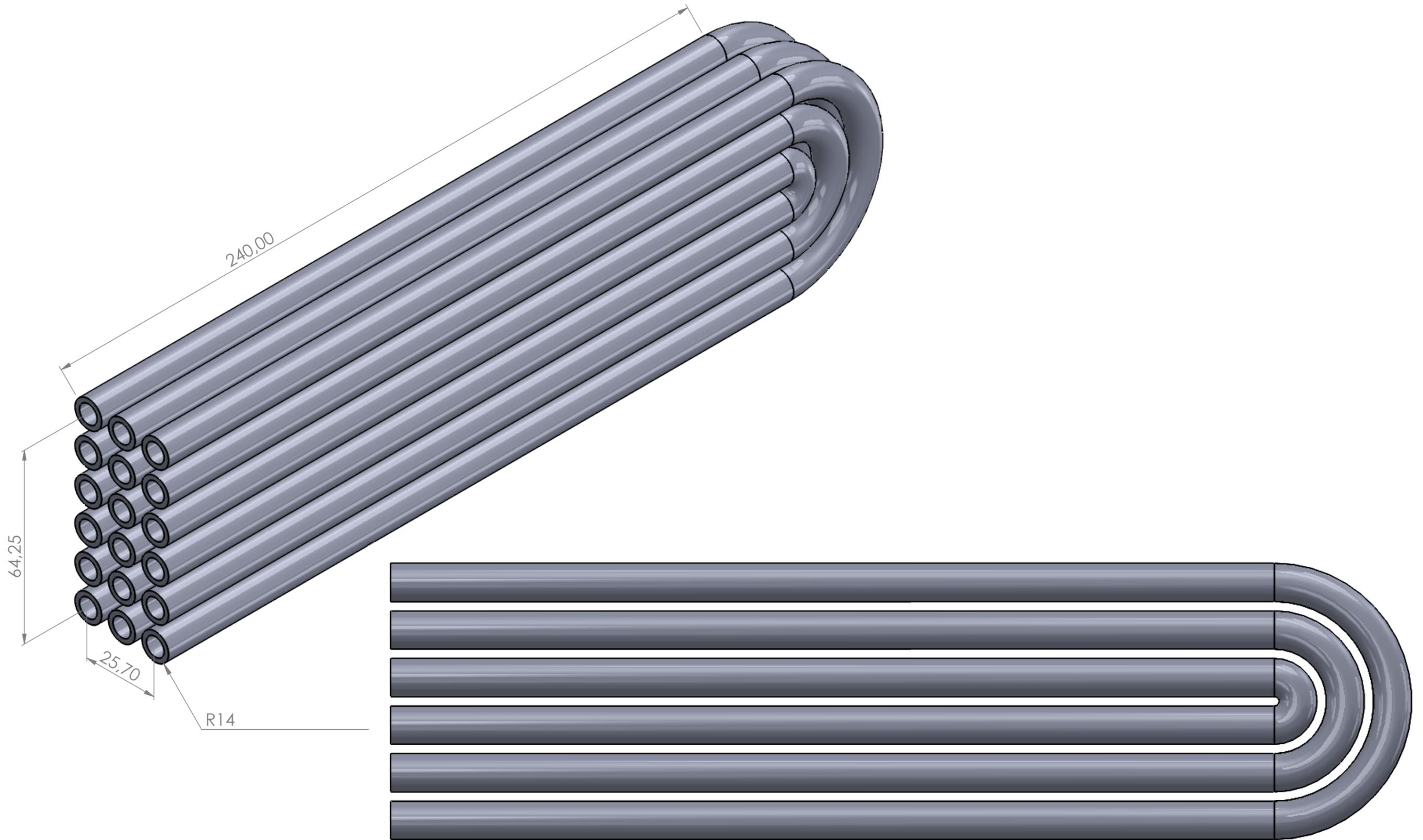
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:2.8	NOMBRE	HOJA: 12/32
Cantidad: 5	Absorbedor	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:1	NOMBRE	HOJA: 13/32
Cantidad: 1	Haz de tubería	A3

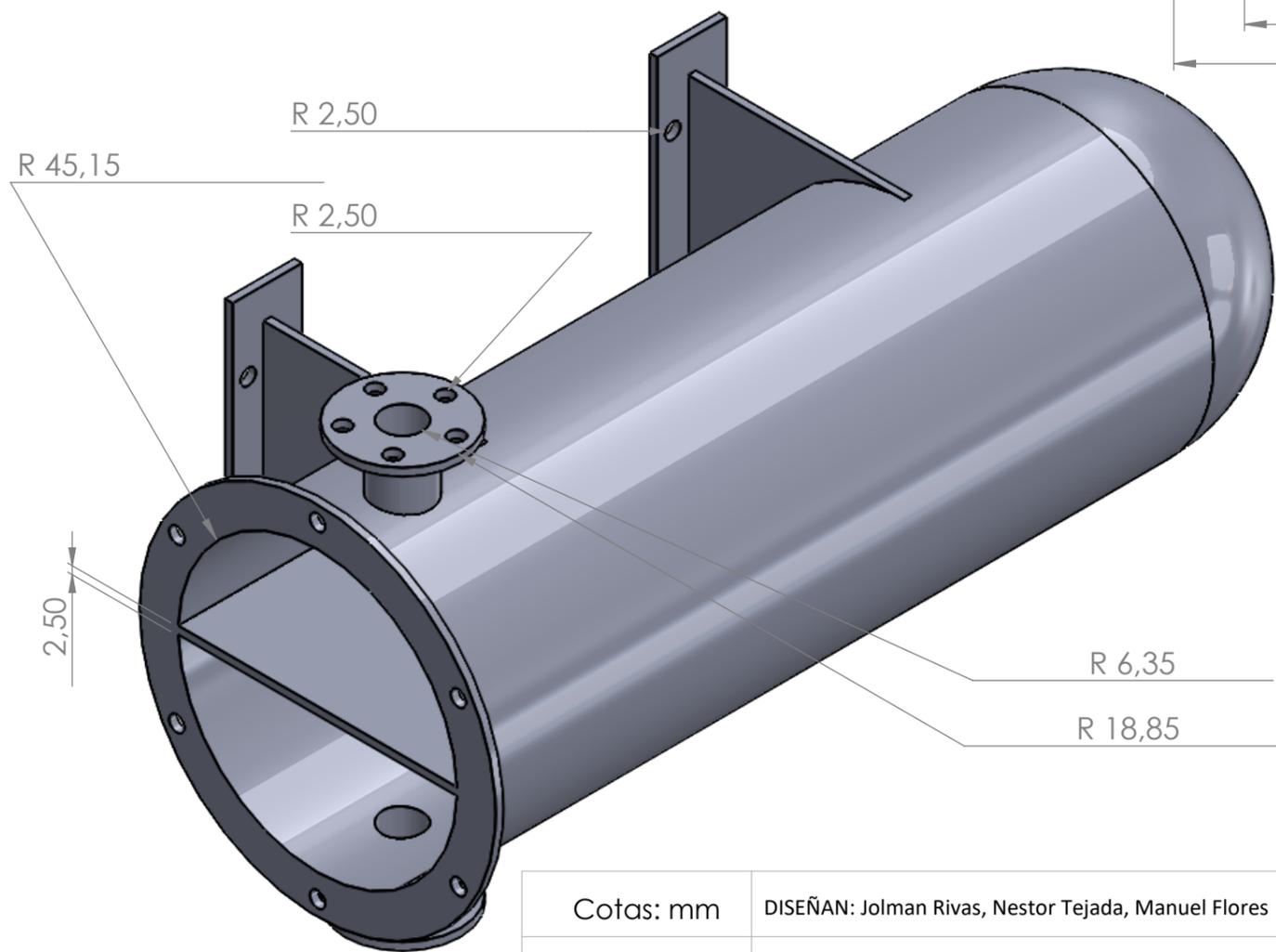
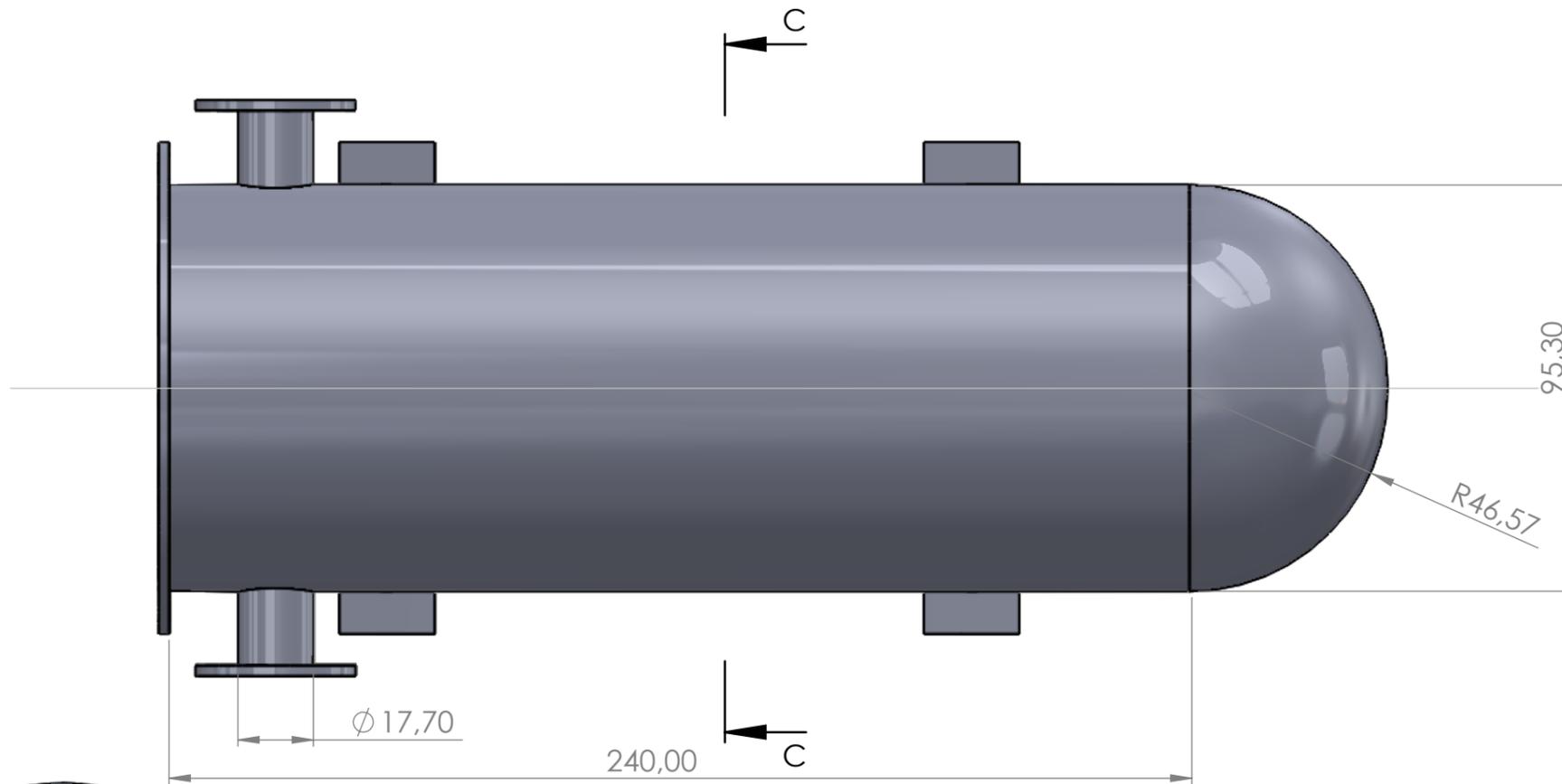
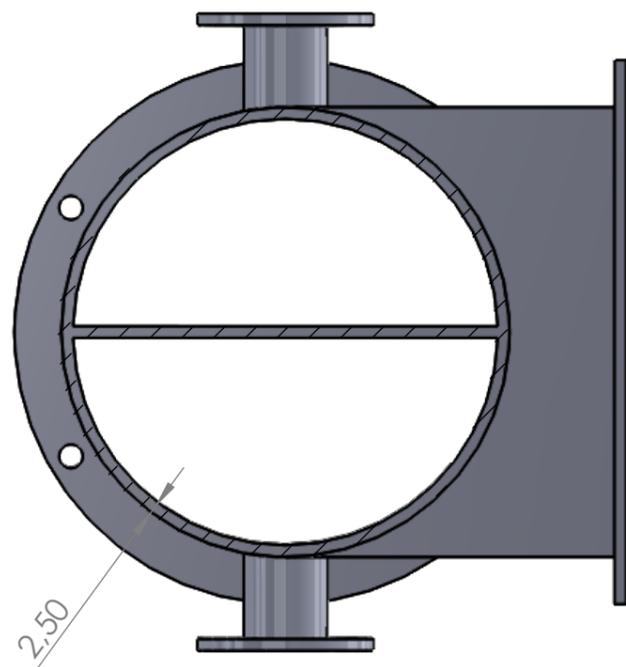


UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica

SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 1.5



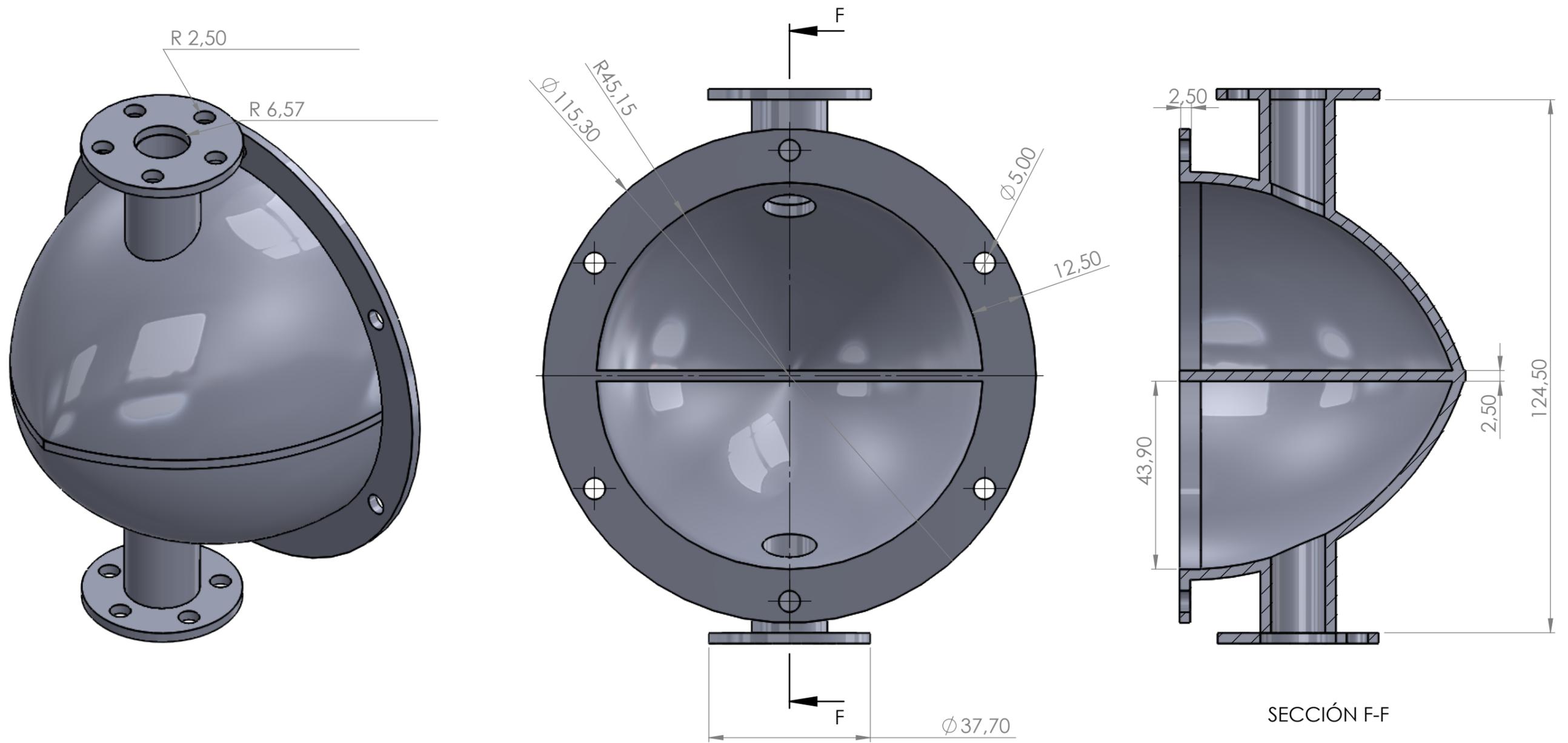
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:1.5	NOMBRE	HOJA: 14/32
Cantidad: 1	Coraza	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



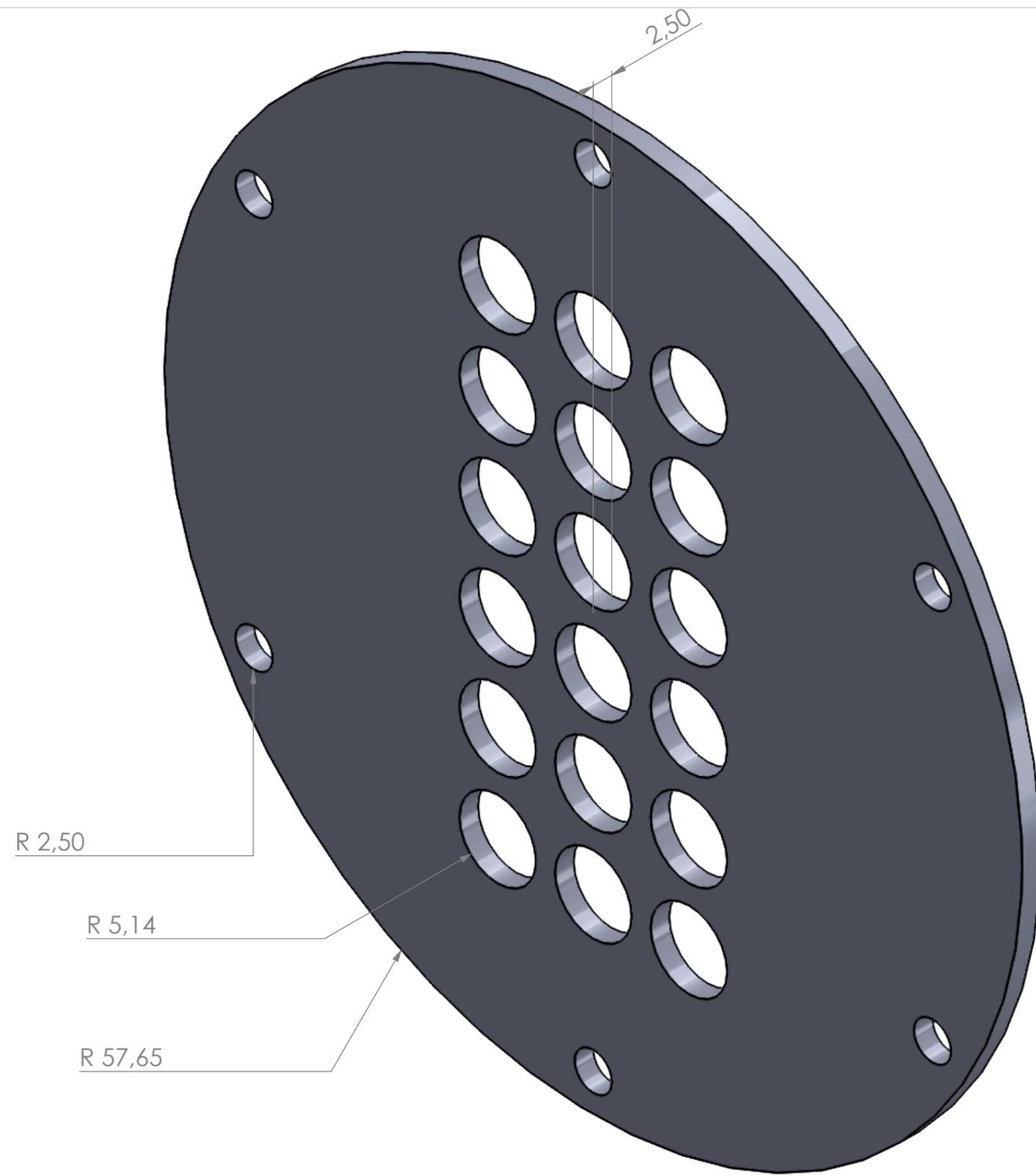
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:1	NOMBRE Extremo de coraza	HOJA: 15/32
Cantidad: 1		A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:0.5	NOMBRE	HOJA: 16/32
Cantidad: 1	Separador de flujo	A3



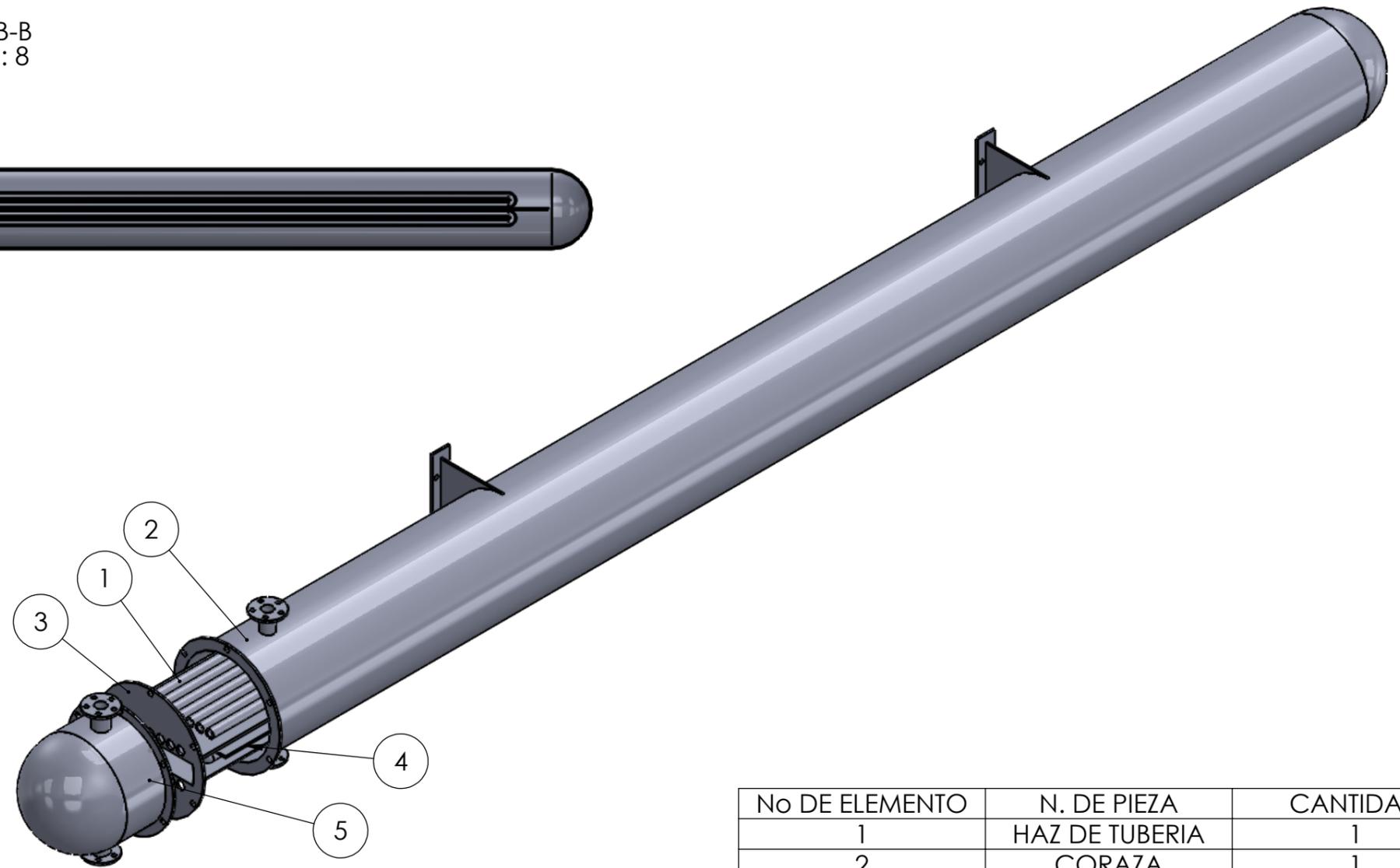
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 8



No DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CANTIDAD
1	HAZ DE TUBERIA	1
2	CORAZA	1
3	SEPARADORES DE EXTREMOS	1
4	SEPARADOR CENTRAL	1
5	EXTREMO DE CORAZA	1

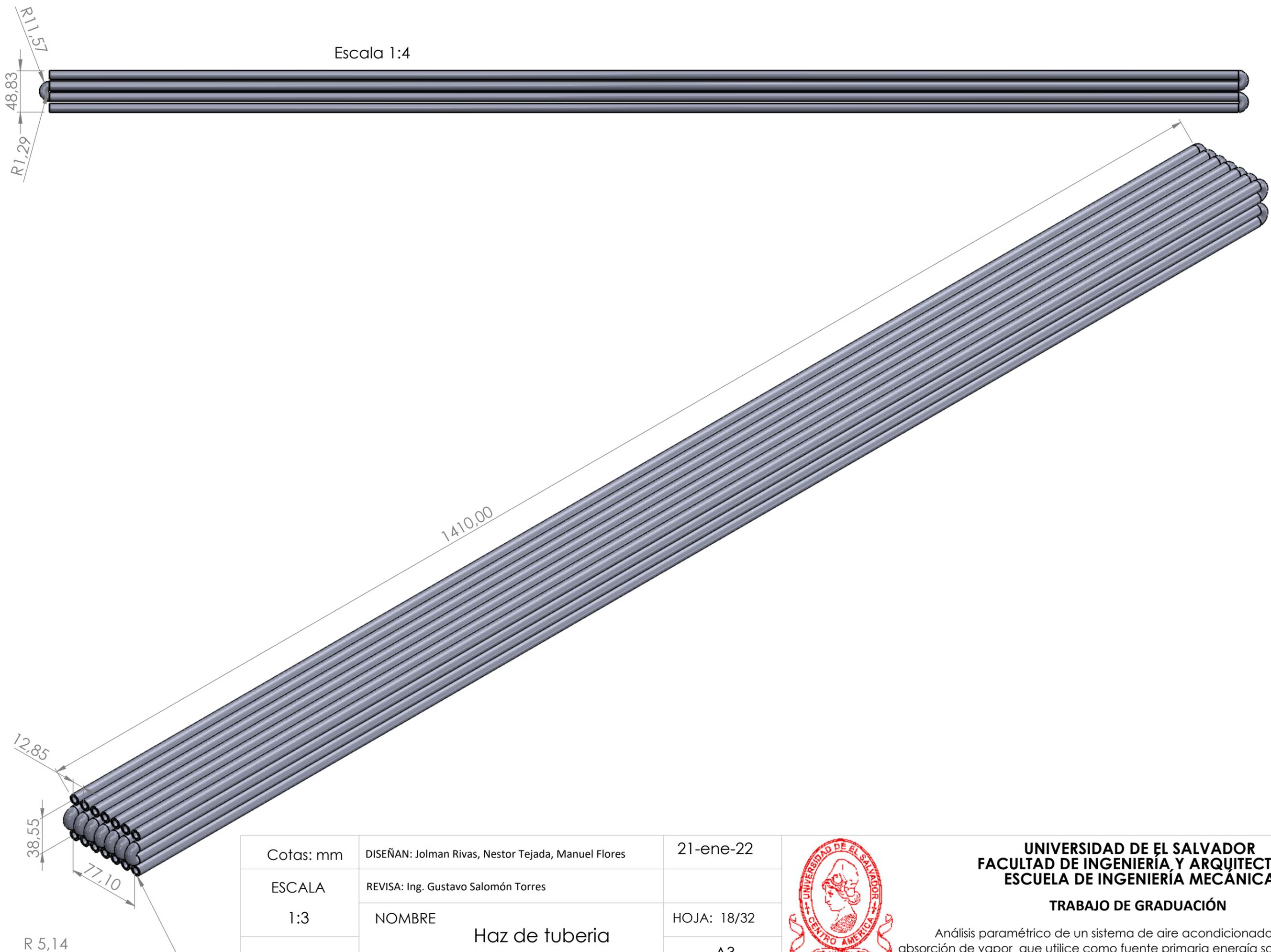
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:5	NOMBRE	HOJA: 17/32
Cantidad: 6	Evaporador	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



Escala 1:4

1410,00

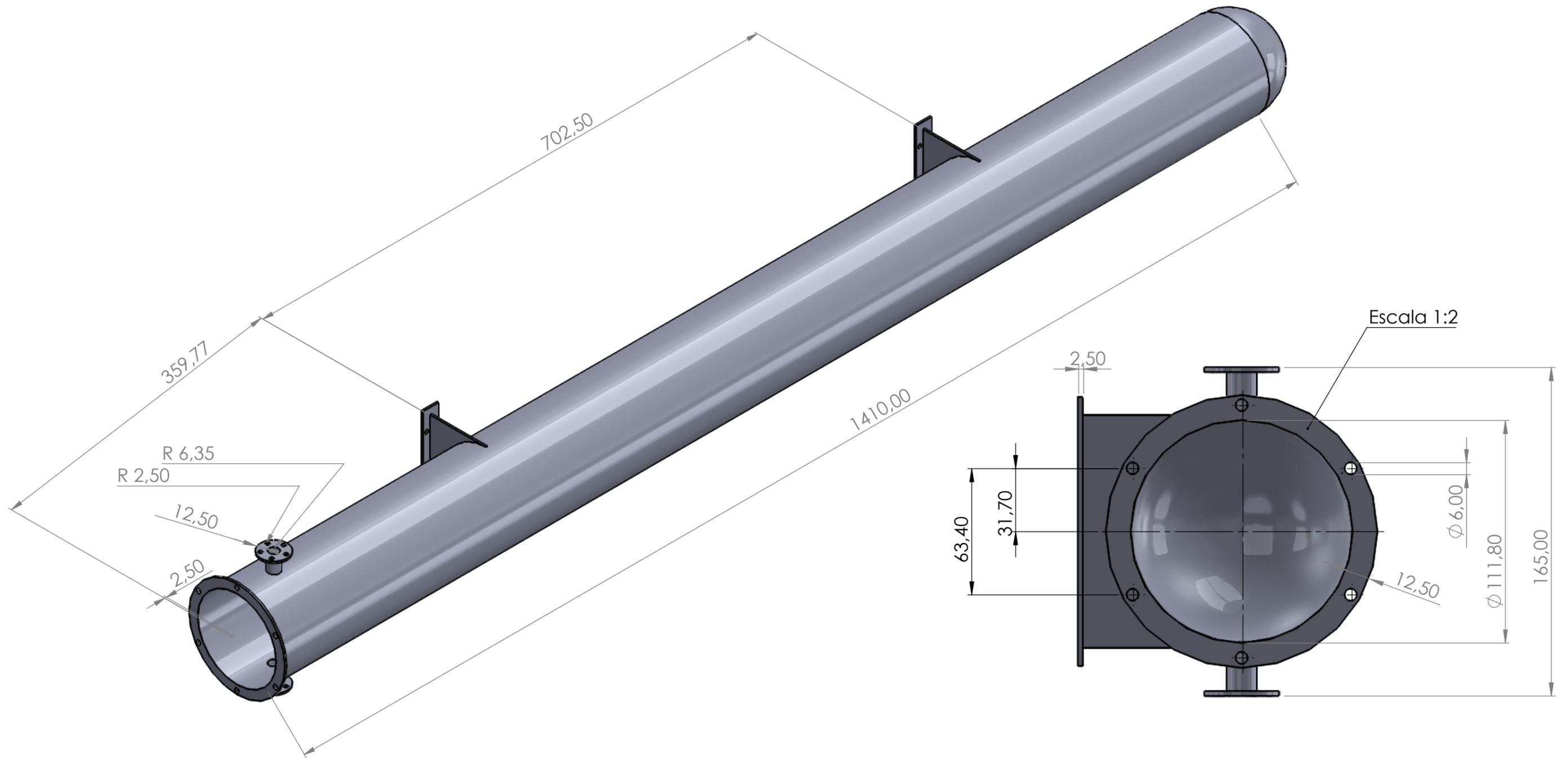
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:3	NOMBRE	HOJA: 18/32
Cantidad: 1	Haz de tubería	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



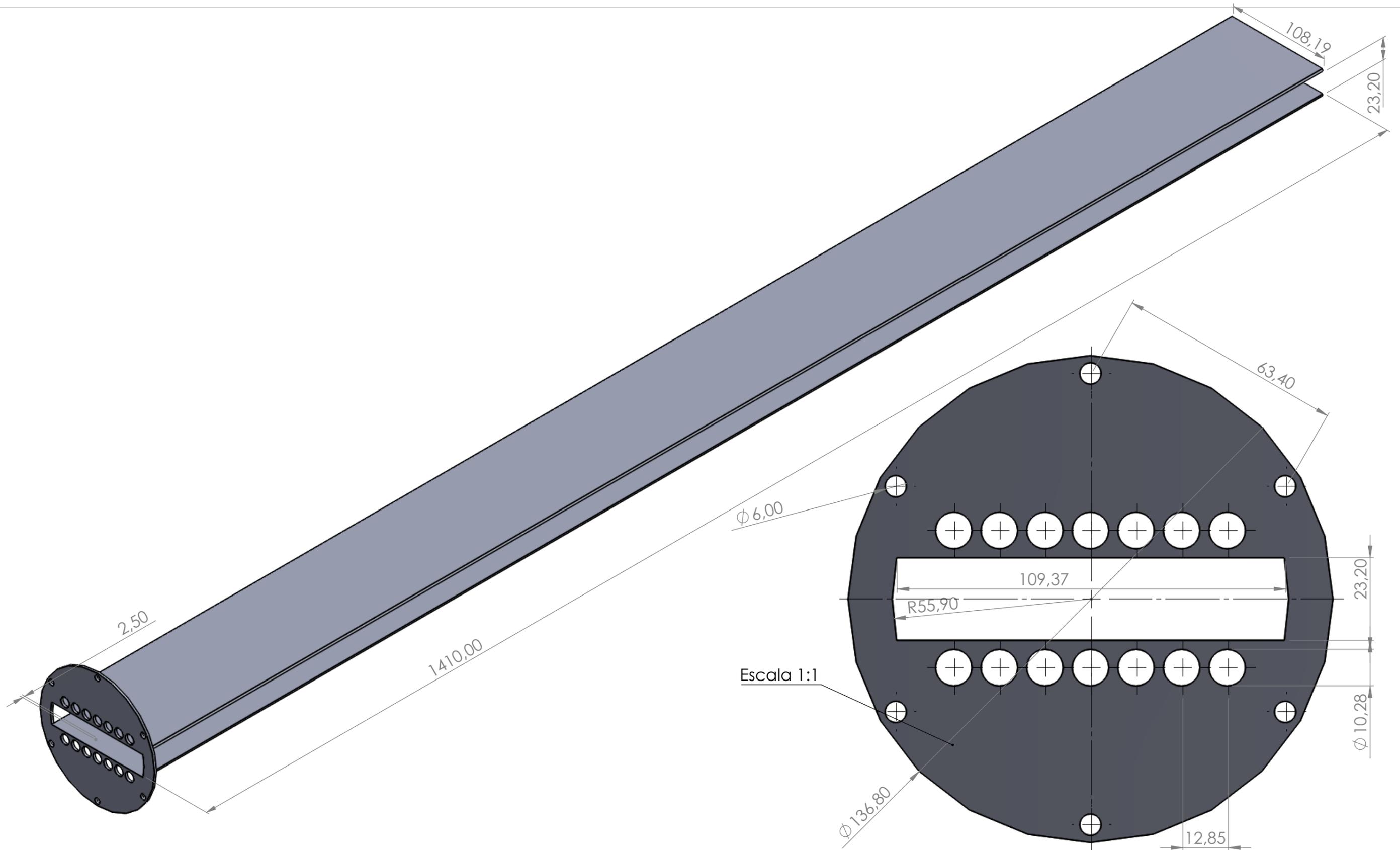
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:4	NOMBRE	HOJA: 19/32
Cantidad: 1	Coraza	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



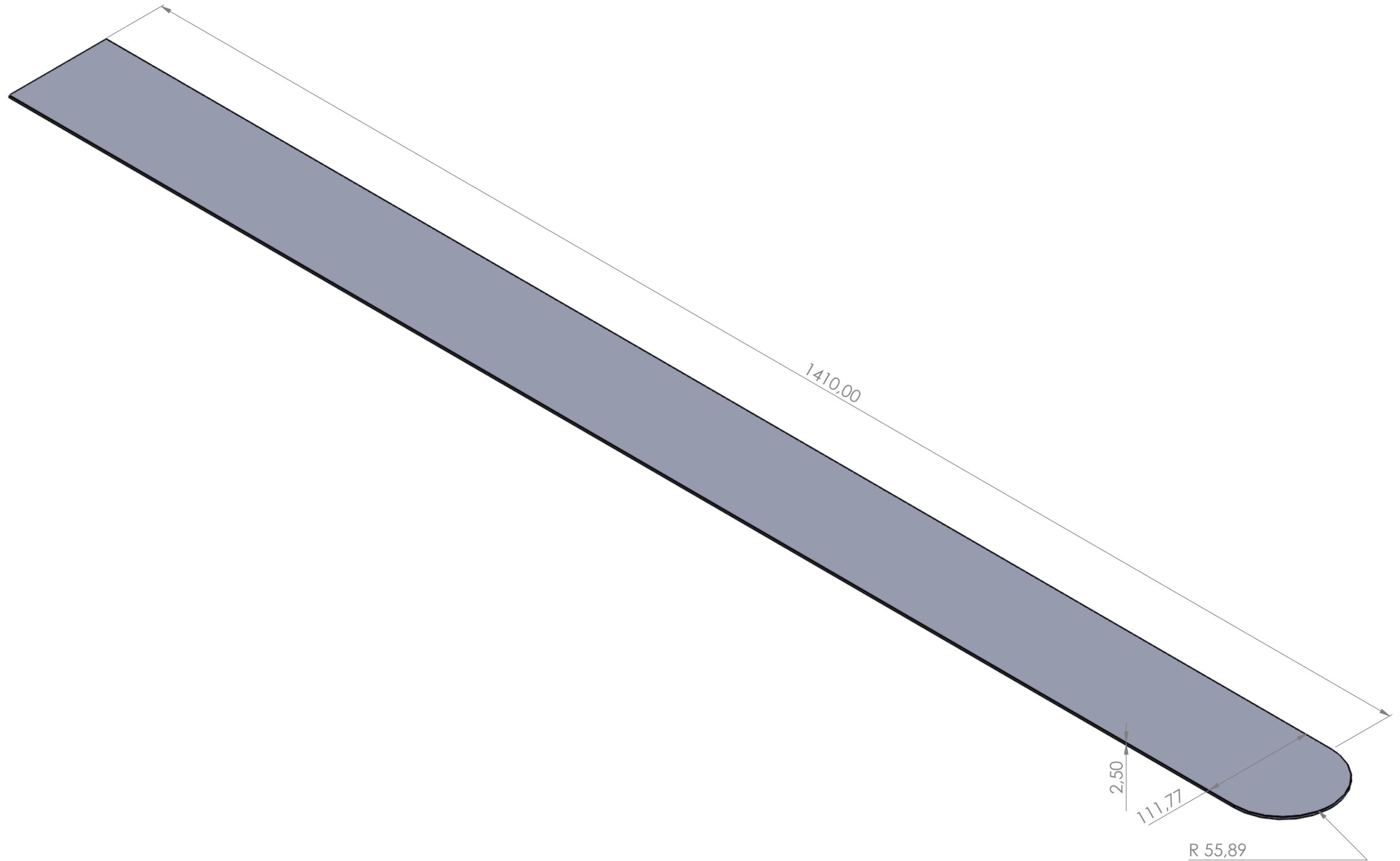
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:3	NOMBRE	HOJA: 20/32
Cantidad: 1	Separadores de extremos	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



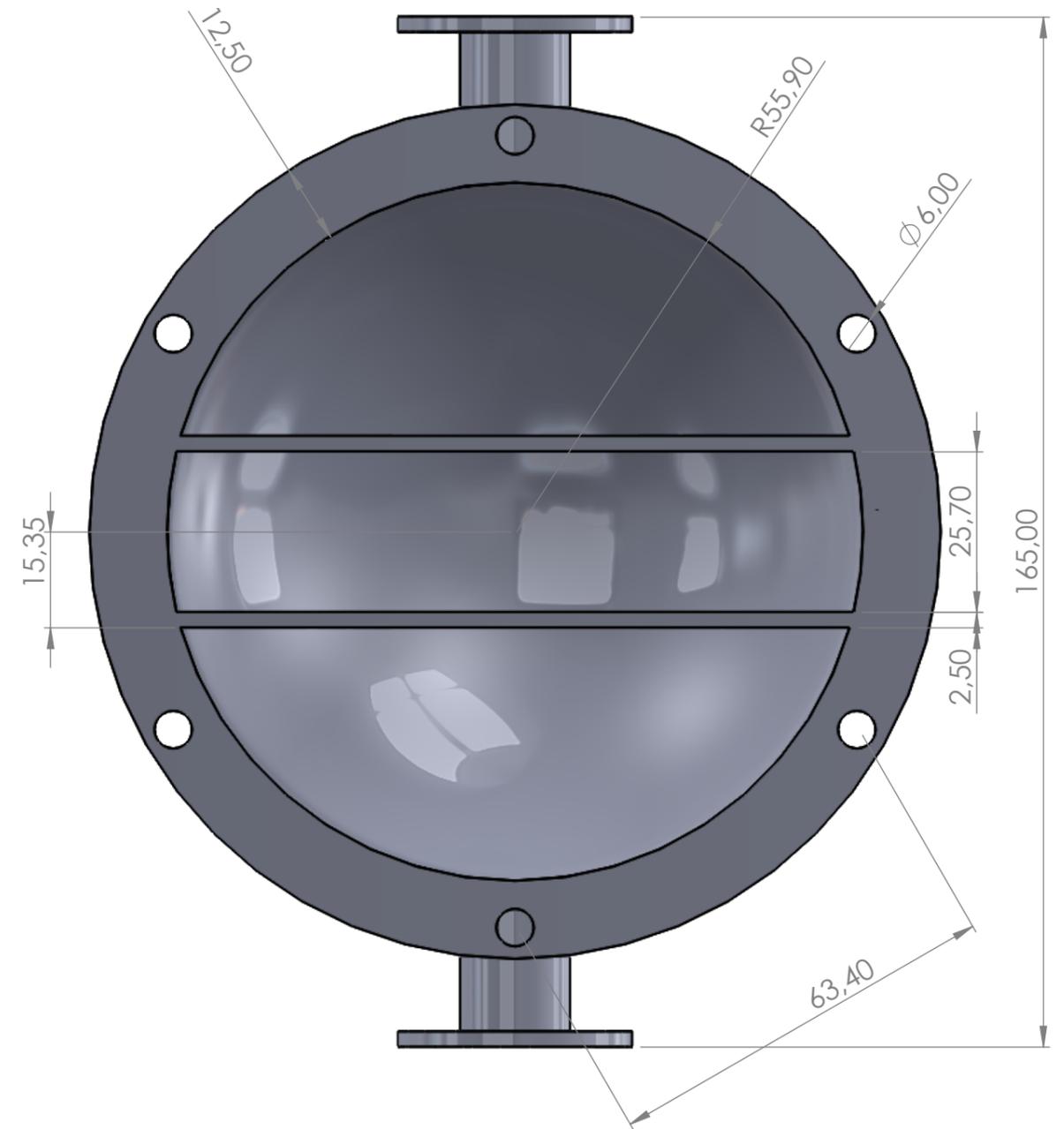
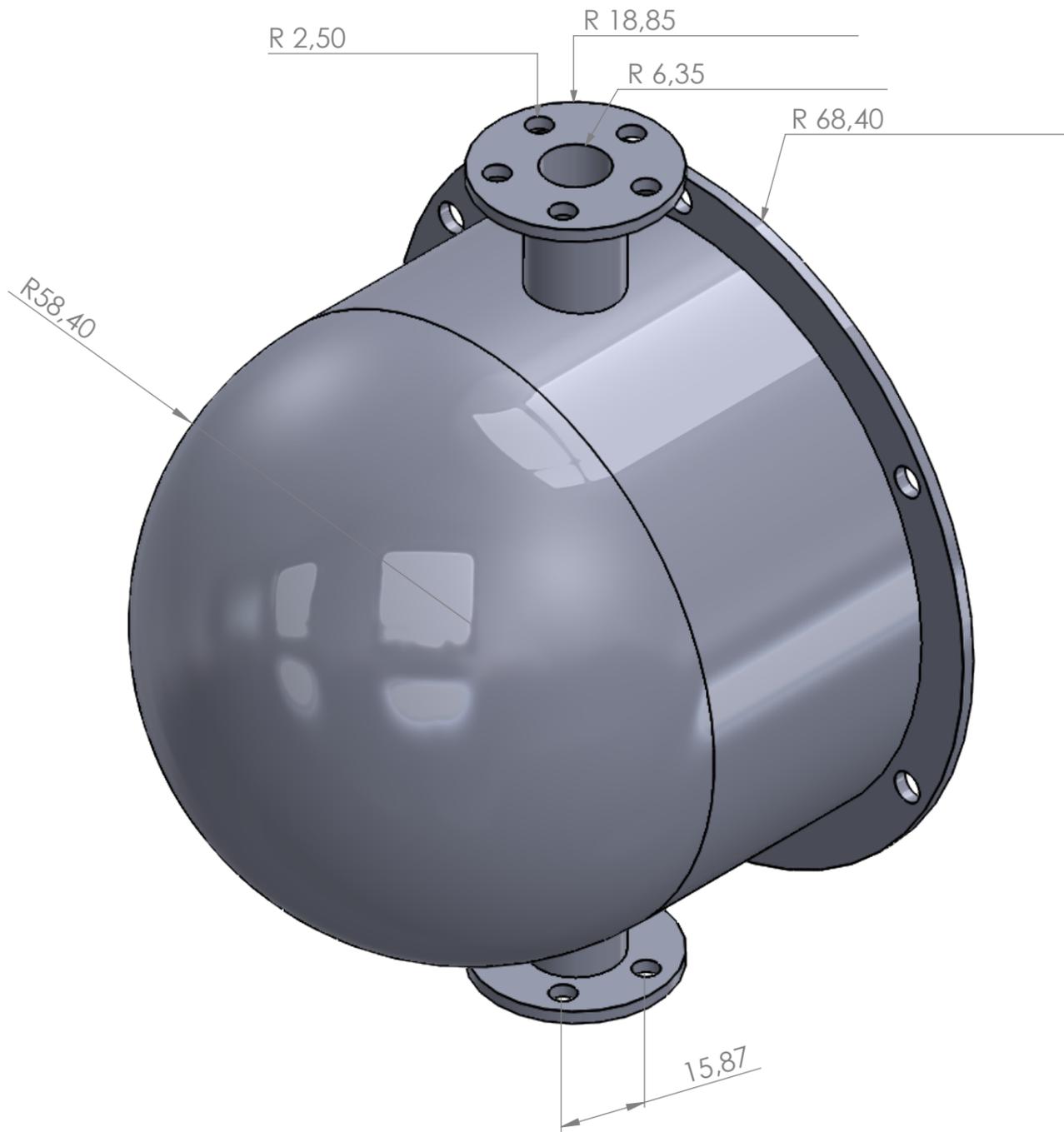
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:3	NOMBRE	HOJA: 21/32
Cantidad: 1	Separador central	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



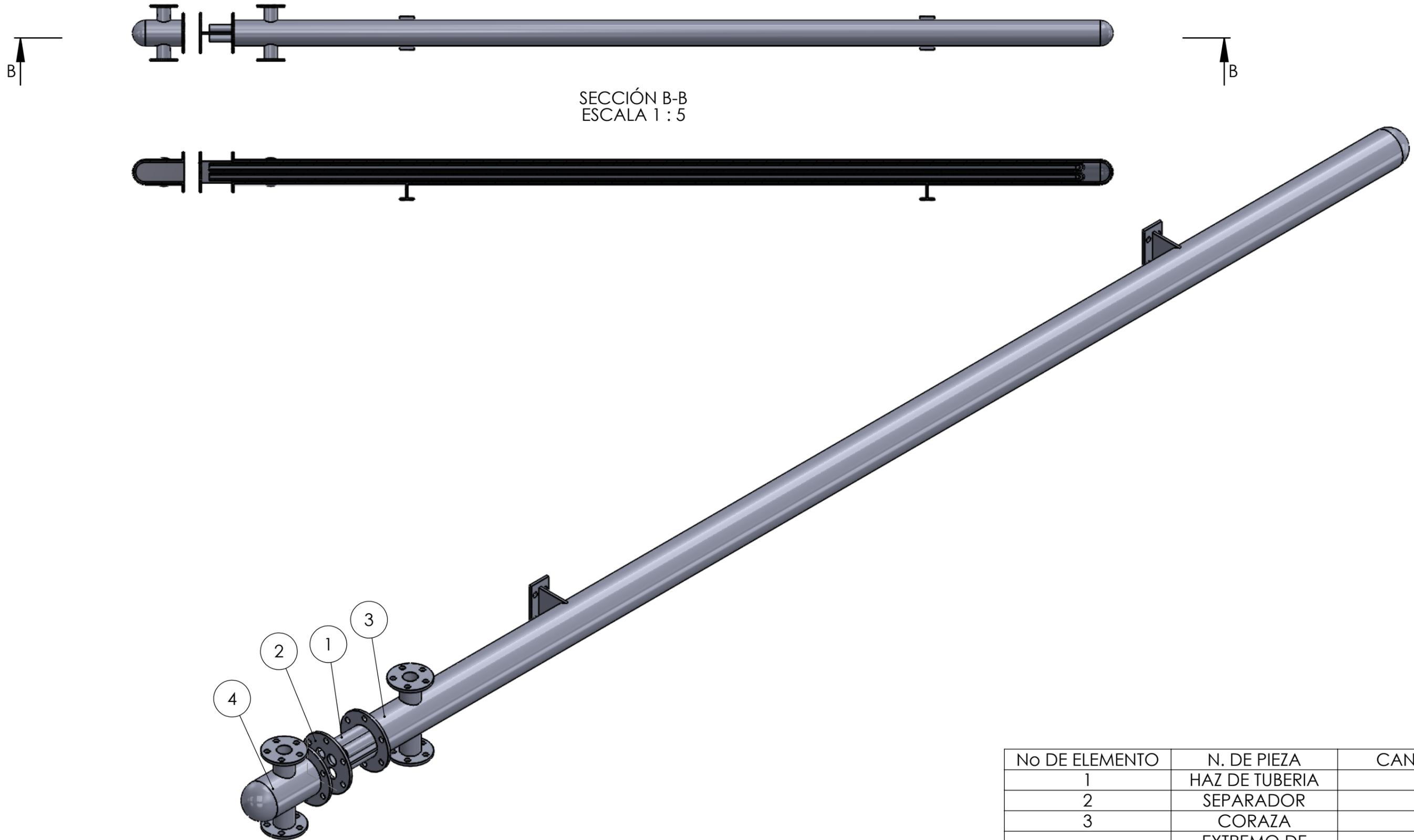
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:1	NOMBRE	HOJA: 22/32
Cantidad: 1	Extremo de coraza	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 5

No DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CANTIDAD
1	HAZ DE TUBERIA	1
2	SEPARADOR	1
3	CORAZA	1
4	EXTREMO DE CORAZA	1

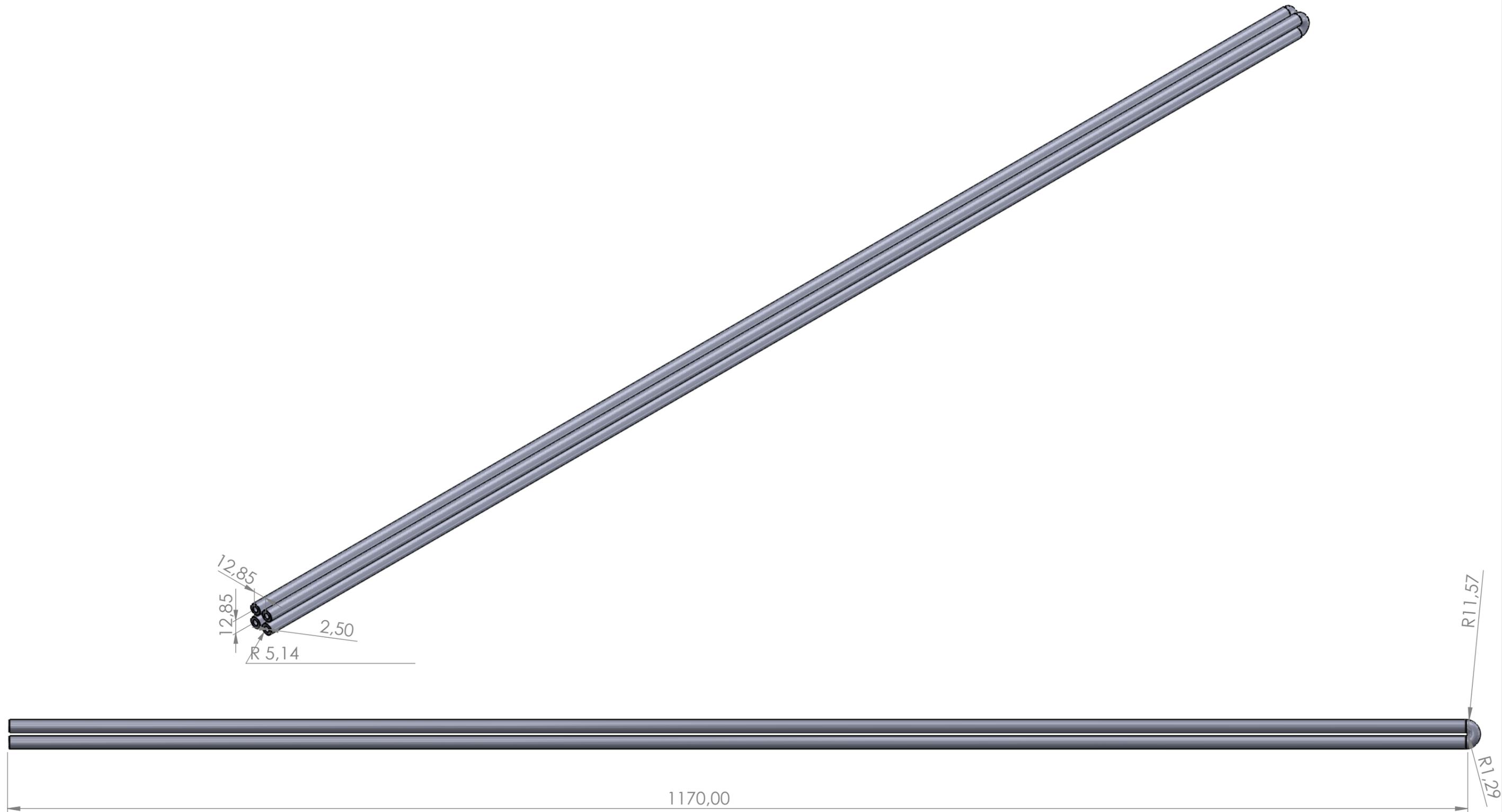
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:3	NOMBRE	HOJA: 23/32
Cantidad: 5	Intercambiador de solución	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



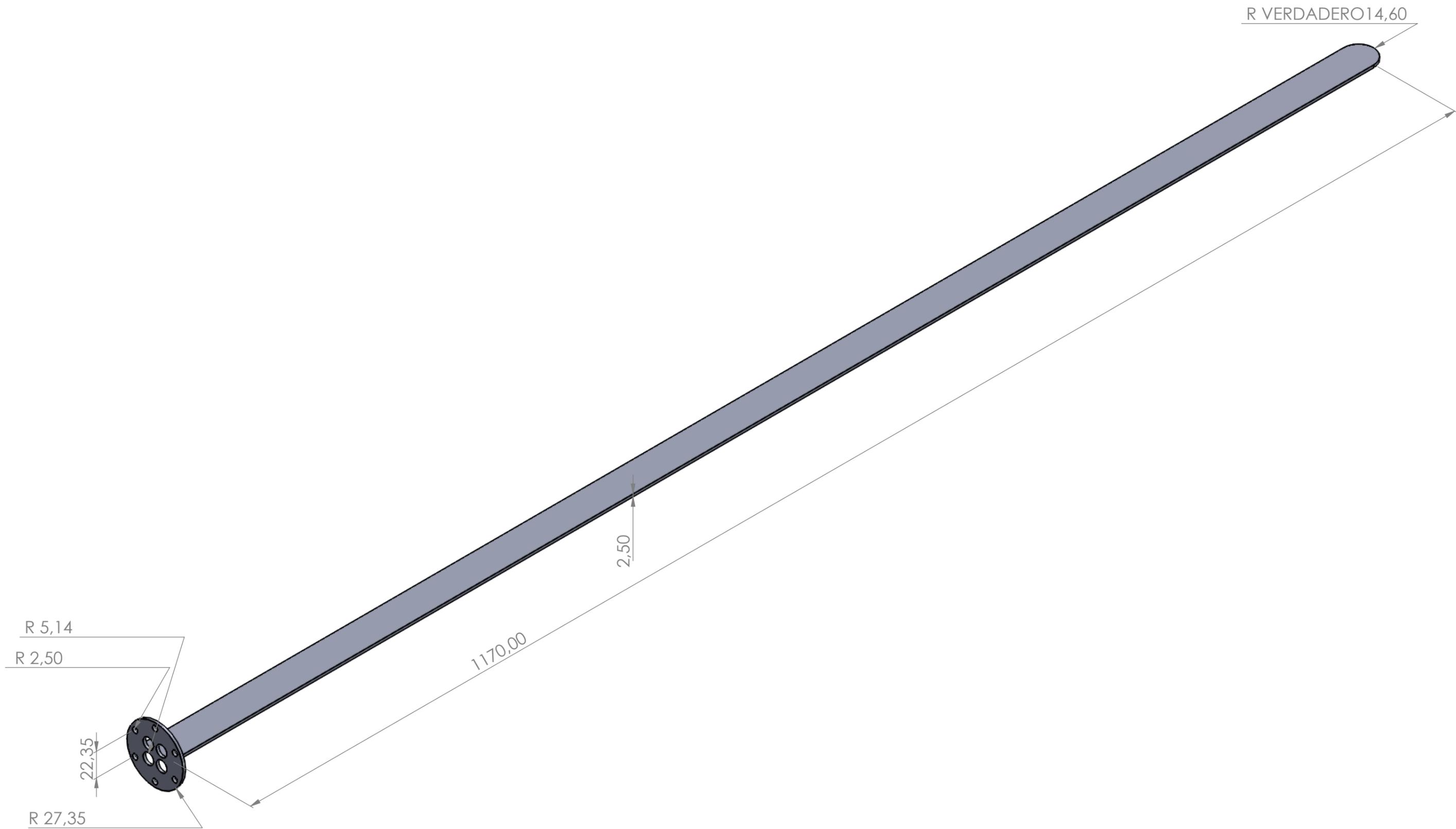
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAS: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:3	NOMBRE	HOJA: 24/32
Cantidad: 1	Haz de tubería	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



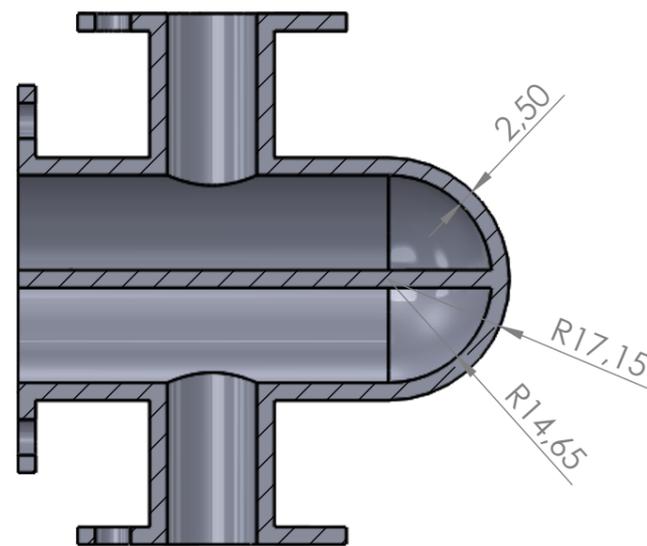
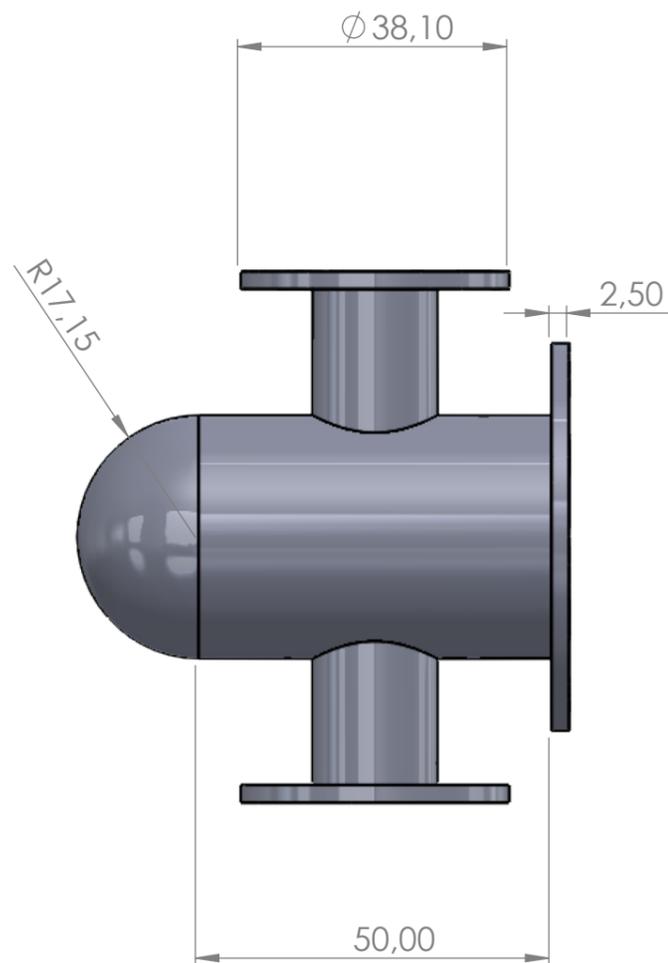
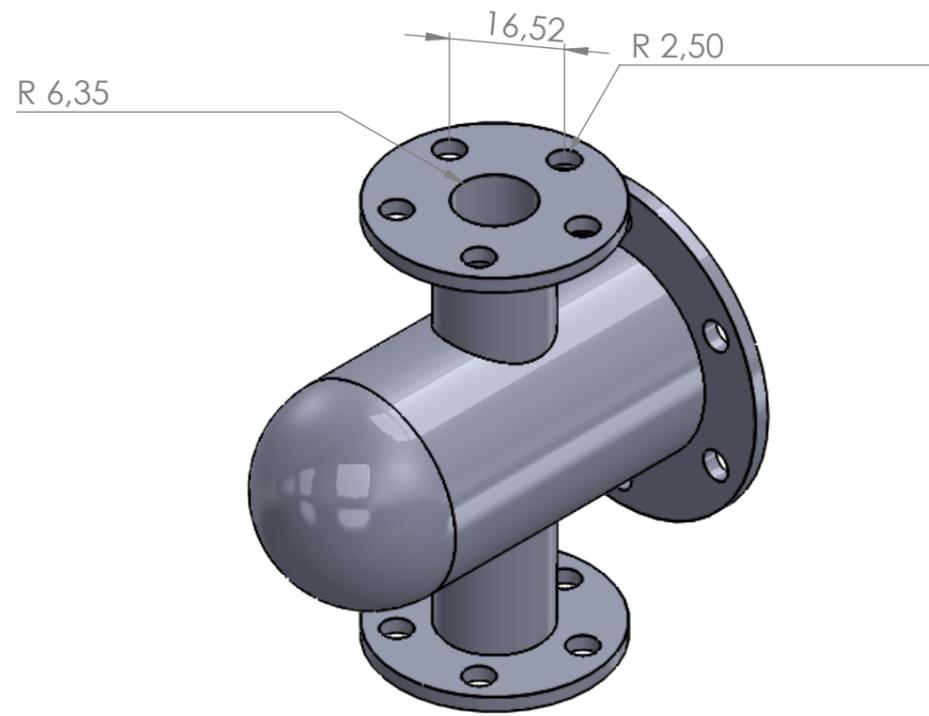
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAN: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:2.5	NOMBRE	HOJA: 25/32
Cantidad: 1	Separador	A3



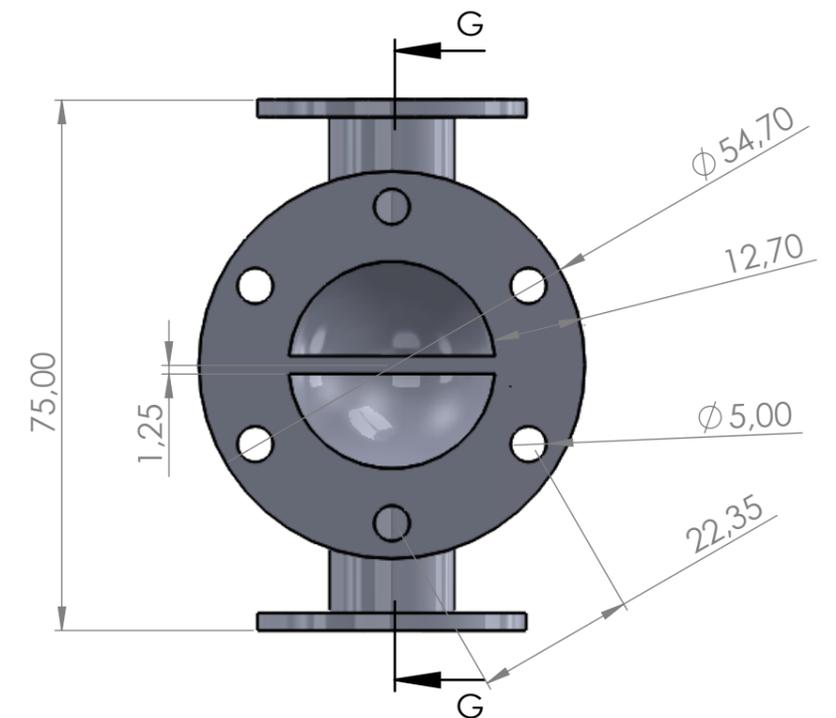
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 1



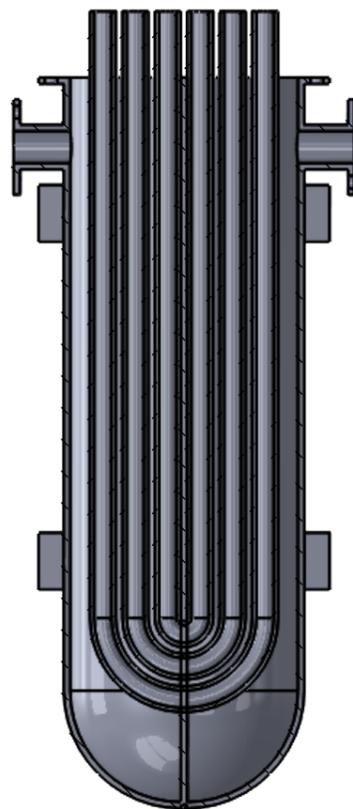
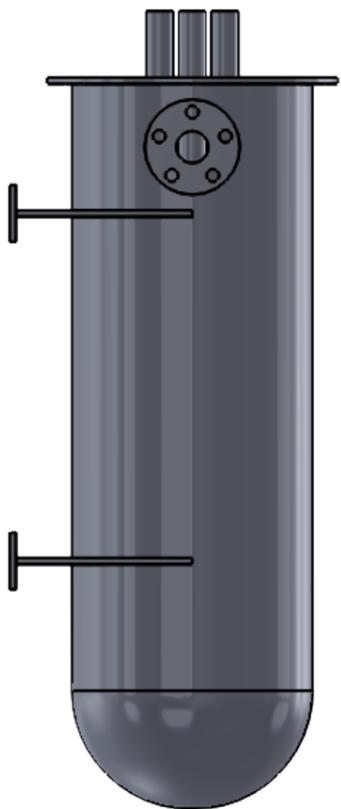
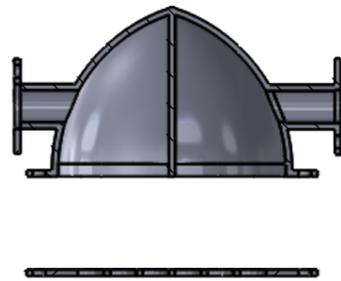
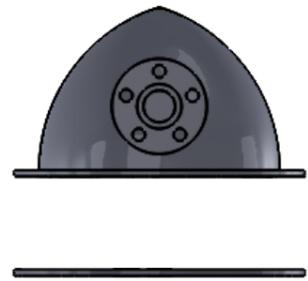
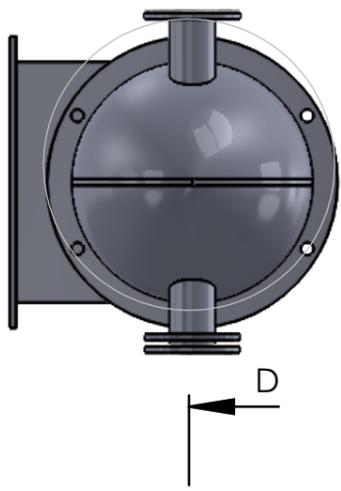
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:1	NOMBRE	HOJA: 27/32
Cantidad: 1	Extremo de coraza	A3



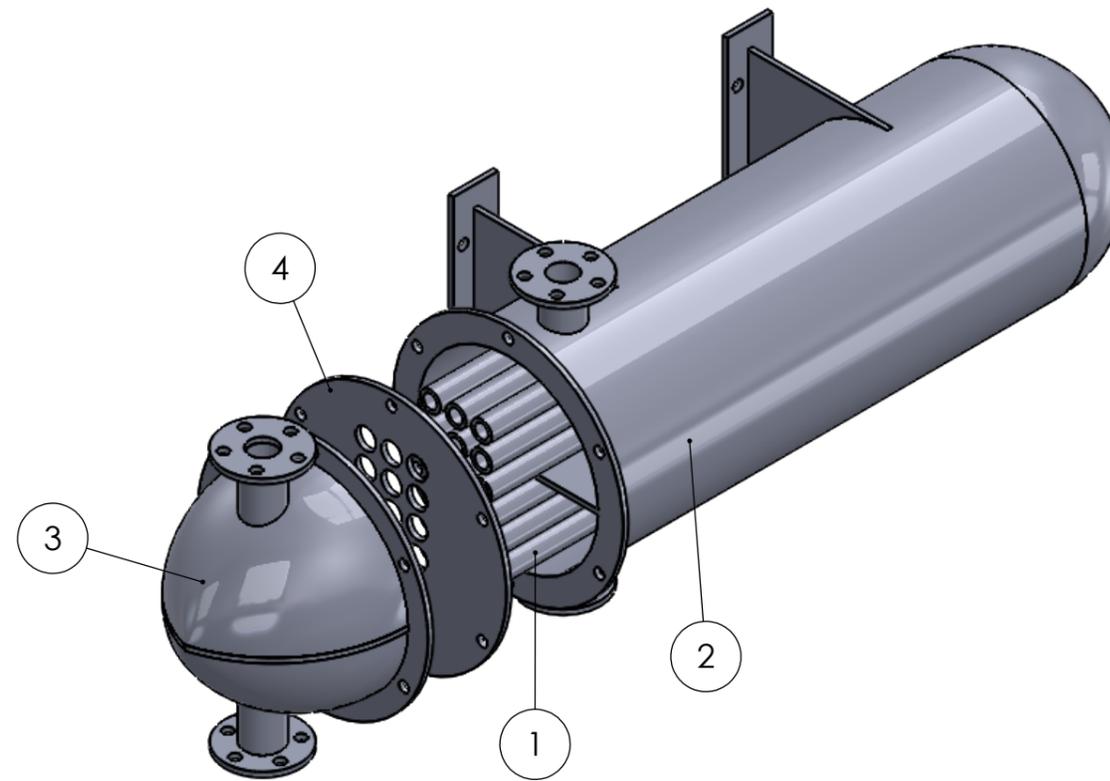
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



ESCALA,
SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 2.8



No DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CANTIDAD
1	HAZ DE TUBERIA	1
2	CORAZA	1
3	EXTREMO DE CORAZA	1
4	SEPARADORES	1



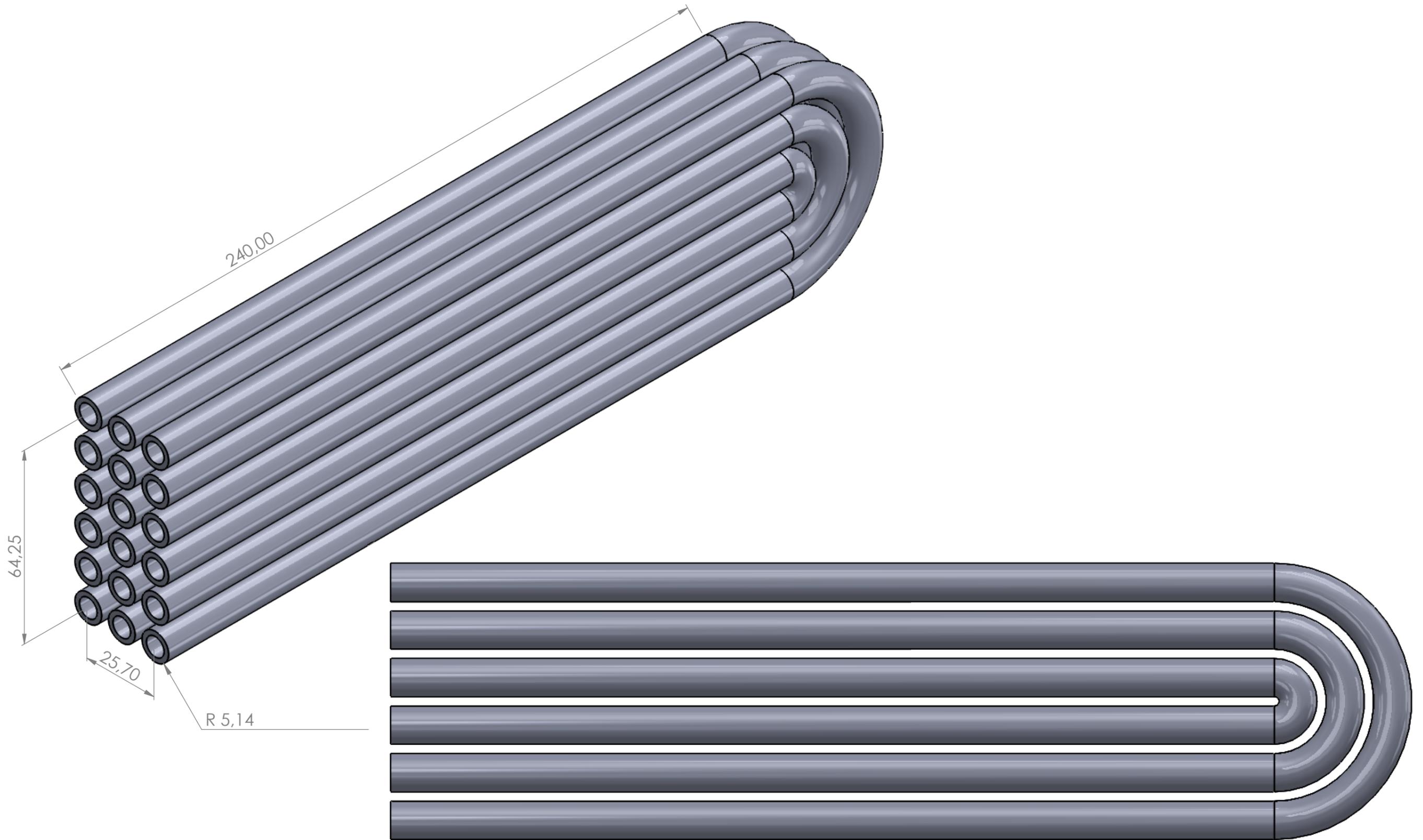
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAN: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:2.8	NOMBRE	HOJA: 28/32
Cantidad: 5	Condensador	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:1	NOMBRE	HOJA: 29/32
Cantidad: 1	Haz de tubería	A3

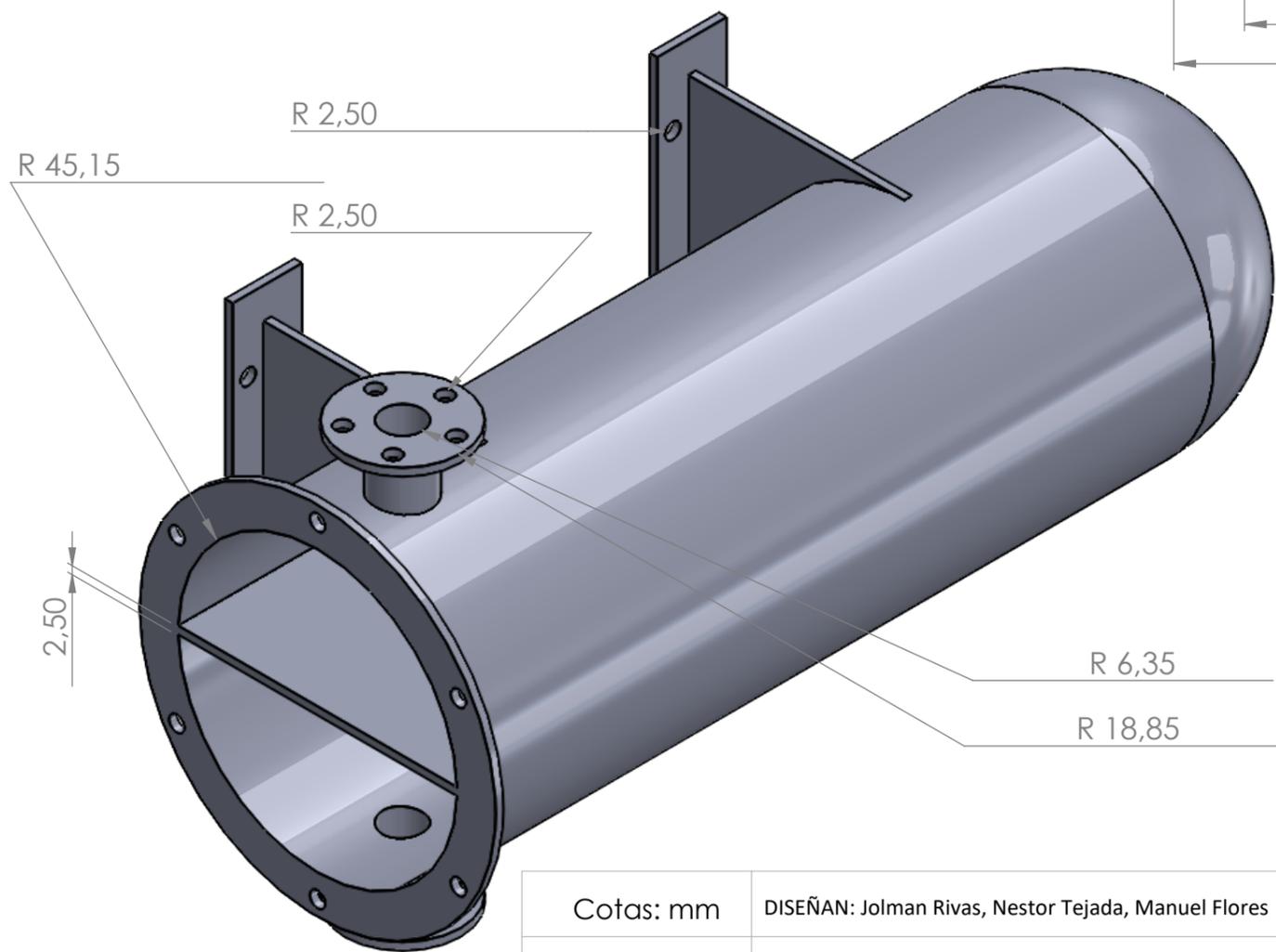
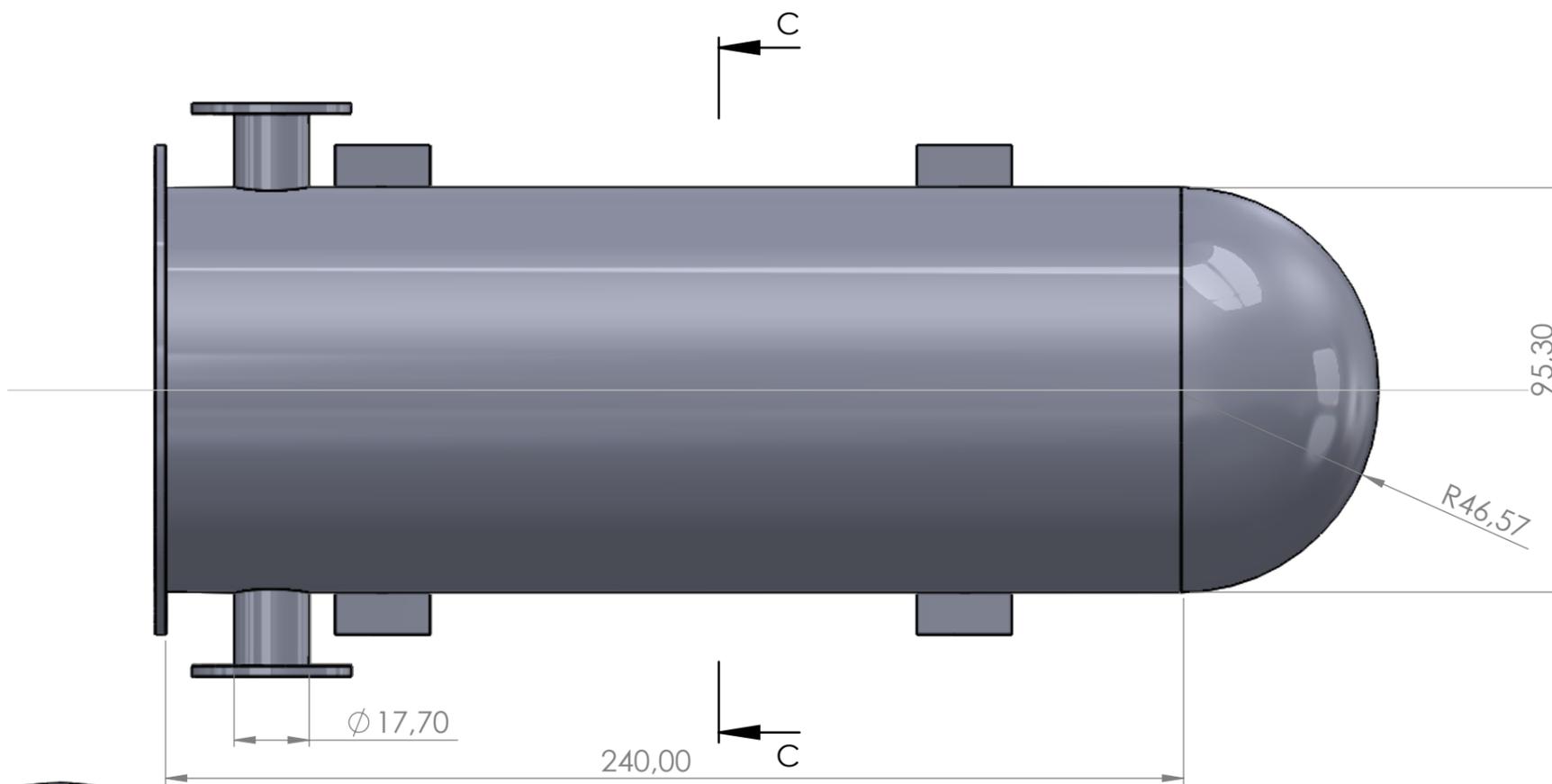
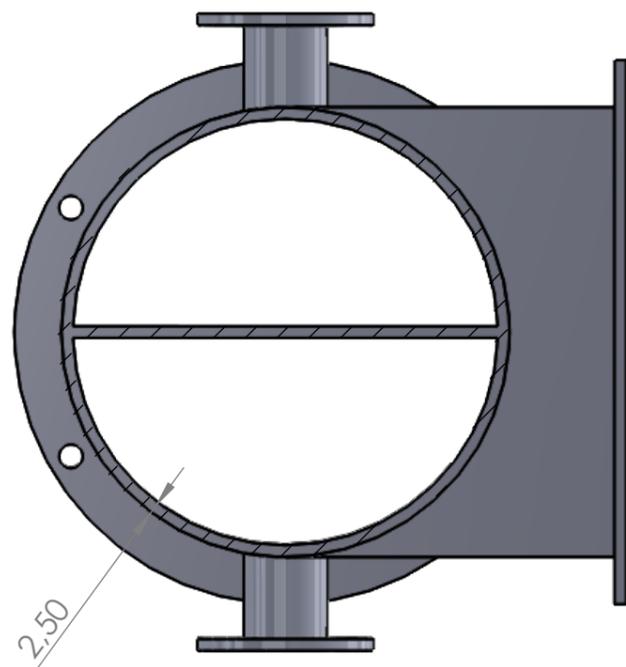


UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica

SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 1.5



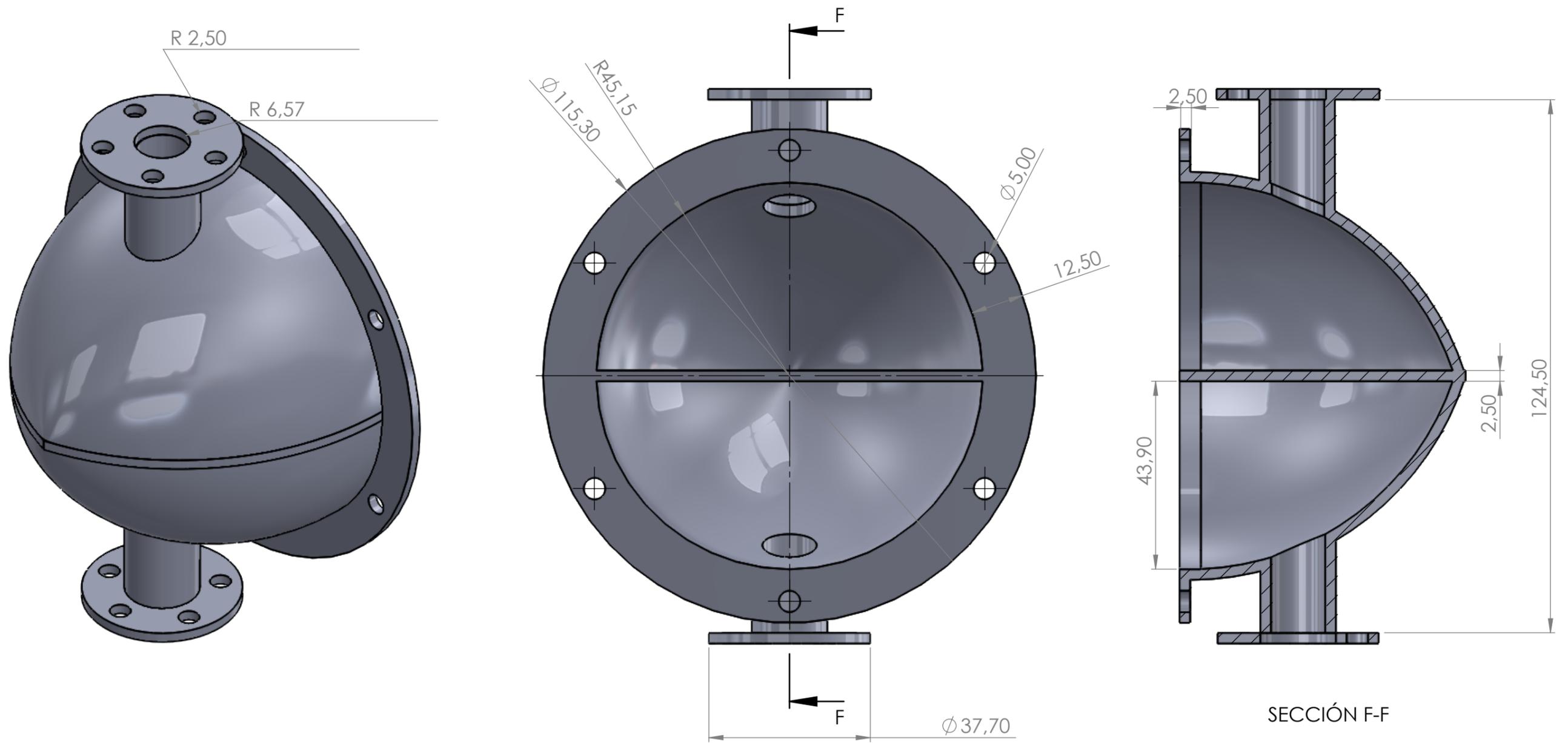
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:1.5	NOMBRE	HOJA: 30/32
Cantidad: 1	Coraza	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



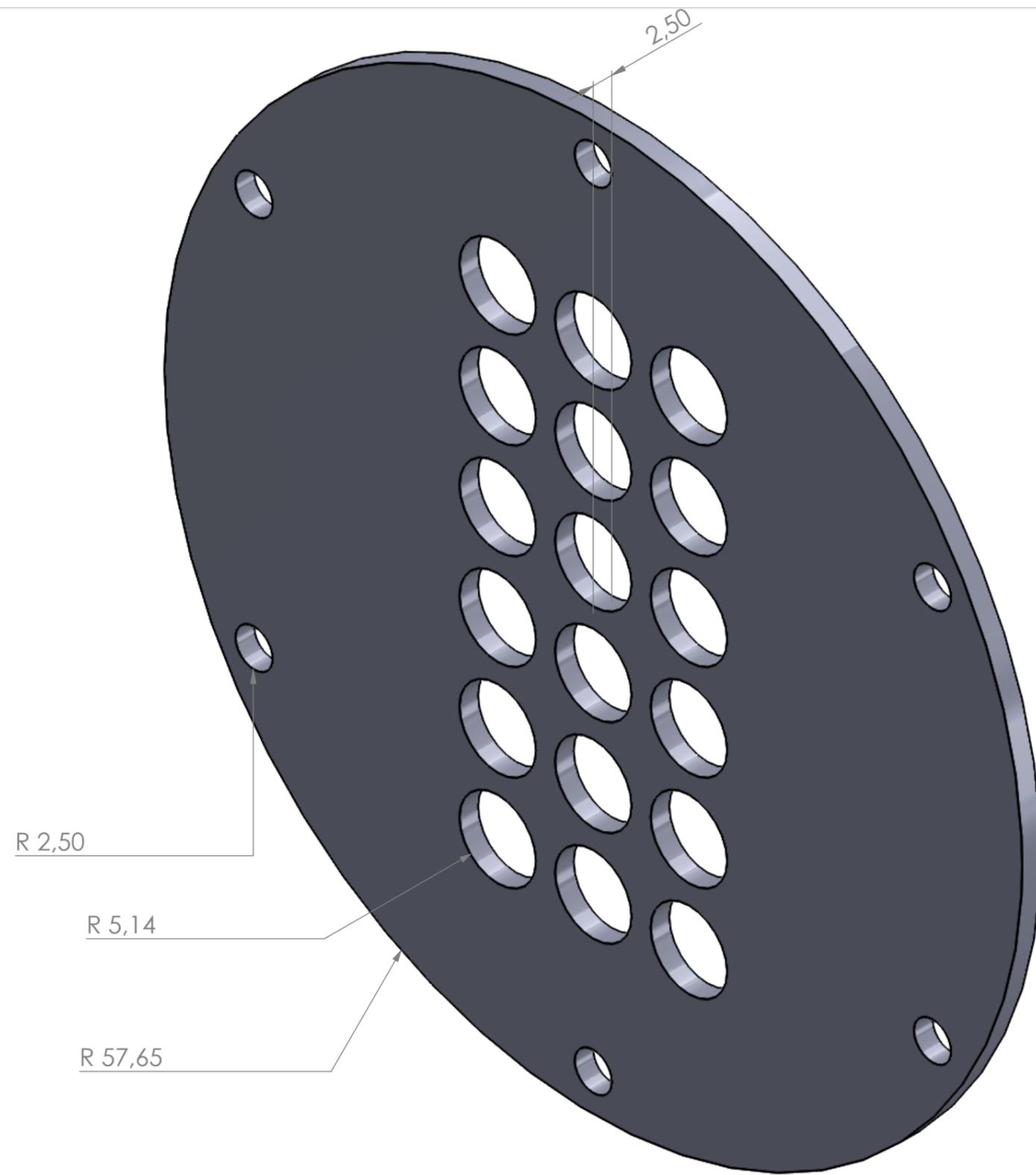
Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:1	NOMBRE Extremo de coraza	HOJA: 31/32
Cantidad: 1		A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica



Cotas: mm	DISEÑAN: Jolman Rivas, Nestor Tejada, Manuel Flores	21-ene-22
ESCALA	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
1:0.5	NOMBRE	HOJA: 32/32
Cantidad: 1	Separador de flujo	A3



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

Análisis paramétrico de un sistema de aire acondicionado por absorción de vapor que utilice como fuente primaria energía solar térmica