 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN INTERMITENTE DE AMONÍACO
UTILIZANDO FUENTES TÉRMICAS SOLARES**

DIEGO ALEJANDRO OROZCO BEDOYA

INGENIERIA EN ELECTROMECHANICA

Director(es) del trabajo de grado:

DANIEL SANIN VILLA

INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO

Fecha

23 abril 2019

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RESUMEN

Debido a las limitaciones energéticas y a la catástrofe ambiental que enfrenta la humanidad, se están buscando nuevas fuentes de energía sostenibles que sean amigables con el medio ambiente.

La refrigeración ha permitido al ser humano conservar alimentos y brindarse confort, y hoy en día es una gran cuota en la cuenta de la energía gastada por la población. La principal fuente del gasto energético es lo costoso de la compresión de gases refrigerantes lo que hace necesario el empleo de compresores de gran capacidad.

Una solución es la tecnología de refrigeración por absorción alimentada con energía solar que ha demostrado ser adecuada y aplicable tanto para refrigeración como para aire acondicionado. (Hassan et al., 2012). Entre los fluidos de trabajo más comunes en los sistemas de absorción, se encuentra la disolución de agua bromuro de litio (H₂O y LiBr) donde el agua es el refrigerante; también se emplea la solución de agua y amoníaco (H₂O y NH₃) donde el amoníaco es el refrigerante. Se ha discutido el uso de colectores solares de placa plana (FPC) y los de tubo de vacío (ETC) para sistemas de enfriamiento solar accionados térmicamente y paneles fotovoltaicos (PV)

El presente trabajo plasma el diseño de un refrigerador por absorción solar de amoníaco agua con un colector solar de placa plana, primero con base a un estado del arte exhaustivo y segundo a los modelos disponibles de transferencia de calor y mecánica de fluidos.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RECONOCIMIENTOS

Agradezco a la institución universitaria ITM por darme la oportunidad de cumplir mis metas mediante el conocimiento brindado.

A mis padres por el apoyo incondicional durante toda mi vida.

A los profesores por el esfuerzo y la dedicación al transmitir su conocimiento.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

ACRÓNIMOS

Q_i	Calor que sale o entra en el componente i.
a	Absorbedor. Amplitud.
g	Generador.
c	Condensador.
e	Evaporador.
T_i	Temperatura en el pun i.
COP	Coficiente de desempeño.
E	Eficiencia.
h_i	Entalpia Enel punto i. coeficiente de convección.
X_i	Fracción de refrigerante en el punto i
R	Masa de solución fuerte sobre masa de refrigerante. Resistencia térmica.
m	Flujo másico.
Z	Fracción de masa condensada. Espaciamiento óptimo.
K	Conductividad térmica.
A	Área.
r	Radio.
η_f	Eficiencia de una aleta.
θ_b	Diferencia de temperatura.
L	Largo.
Ra	Número de Raleigh.
Re	Número de Reynolds.
Pr	Número de Prantl
η_o	Eficiencia de varias aletas.
Un	Número de Nusselt
Dh	Diámetro hidráulico.
ρ	Densidad. Reflectividad.
U	Velocidad. Coeficiente total de transferencia de calor.
α	Absortividad.
τ	Transmisividad.
Cp	Calor específico.
ε	Eficiencia de intercambiador.
γ	Radio de corrugación
Φ	Factor de ampliación
f	Factor de fricción
P	Presión.

 ITM Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

TABLA DE CONTENIDO

Contenido

1. INTRODUCCIÓN	7
1.1 Descripción del problema	7
1.2 Objetivo principal	7
1.3 Objetivos específicos.....	8
2. MARCO TEÓRICO.....	9
2.1 Colector y generador	9
2.2 Principios de operación del ciclo térmico	10
2.3 Generalidades ciclo amoniaco-agua.....	12
2.4 Cálculo	13
2.5 Mecanismos de transferencia de calor	19
2.6 Propiedades termodinámicas del NH ₃ -H ₂ O y del AIRE	20
3. METODOLOGIA.....	23
3.1 Árbol de objetivos.....	23
3.2 Análisis funcional.....	24
3.3 Selección de las temperaturas y presiones de diseño del ciclo.....	26
3.4 Relación de masa de refrigerante sobre masa de solución.....	27
3.5 Flujo másico de refrigerante.....	27
3.6 Materiales y elementos comerciales.....	28
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	43
4.1 Evaporador	43
4.2 Condensador.....	44
4.3 Colector solar.....	45
4.4 Generador.....	46
4.5 Absorbedor	47
4.6 COP del sistema	48

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO	49
REFERENCIAS	50
APÉNDICE.....	54
Conducción a través de una pared plana	54
Conducción a través de sistema radiales	56
Transferencia de calor a través de aletas.....	57
Número de Reynolds y número de Prandtl.....	60
Numero de Nusselt.....	60
Placa plana en flujo paralelo	61
Diámetro hidráulico.....	62
Caída de presión en tuberías.....	63
Transferencia de calor en tuberías.....	65
Transferencia de calor por radiación.....	67
Generalidades de los Intercambiadores de calor.....	70
Contraflujo y flujo paralelo.....	71
Coeficiente global de transferencia de calor.....	72
Método “Effectiveness-NTU”	73
Intercambiador de calor de platos	75
Propiedades termodinámicas de la mezcla amoniaco-agua.....	80

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1. INTRODUCCIÓN


1.1 Descripción del problema

La demanda de energía está aumentando debido al crecimiento de la población y a la industrialización. Producir energía por métodos tradicionales conduce a más emisiones de gases y a un calentamiento global acelerado. Se requieren fuentes de energía renovables alternativas como la energía solar, que puede significar una reducción de emisiones de gases de efecto invernadero, y no contribuir con el calentamiento global (Alobaid et al., 2017). Las tecnologías de refrigeración solar se han convertido en un factor importante principalmente en los países cálidos como Arabia Saudita, India, México, Vietnam, etc. los cuales presentan elevadas temperaturas anuales, y elevada irradiación todos los meses y sin grandes variaciones estacionales, debido a esto se busca aprovechar la gran cantidad de radiación solar y la necesidad de refrigeración. La estrategia para disminuir la dependencia energética se basa en la diversificación de las fuentes de suministro. La clave de esta diversificación es el uso de energías limpias y renovables que tienen un potencial significativo para contribuir al desarrollo sostenible. (Sarbu & Sebarchievici, 2015). Los procesos de refrigeración y aire acondicionado contribuyen en un número considerable en diversos campos de la vida humana. El desarrollo de las tecnologías de refrigeración solar se convirtió en un punto focal mundial de preocupación porque los picos de requisitos en frío coinciden la mayor parte del tiempo con la disponibilidad de la radiación solar. (Ibrahim et al., 2018)

Una de estas tecnologías maduras es la tecnología de refrigeración por absorción alimentada con energía solar que ha demostrado ser adecuada y aplicable tanto para refrigeración como para aire acondicionado. (Hassan et al., 2012). Entre los fluidos de trabajo más comunes en los sistemas de absorción, se encuentra la disolución de agua bromuro de litio (H_2O y $LiBr$) donde el agua es el refrigerante; también se emplea la solución de agua y amoníaco (H_2O y NH_3) donde el amoníaco es el refrigerante. Se ha discutido el uso de colectores solares de placa plana (FPC) y los de tubo de vacío (ETC) para sistemas de enfriamiento solar accionados térmicamente y paneles fotovoltaicos (PV) para proporcionar electricidad a las unidades de aire acondicionado de compresión de vapor.

1.2 Objetivo principal

En el presente trabajo se plantea el diseño de un sistema de refrigeración por absorción, impulsado por fuentes térmicas solares.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1.3 Objetivos específicos

Caracterizar técnicamente los elementos que componen un sistema de refrigeración por absorción. Definir los principales componentes y elementos necesarios para la integración del sistema de refrigeración por absorción de amoniaco con los colectores solares. Proponer un sistema de medición para las variables del sistema a diseñar. Determinar los parámetros de desempeño y el modelo de cálculo del prototipo de sistema de refrigeración por absorción solar a partir de los datos tomados del sistema de instrumentación.

En el proceso se plantean unos primeros hitos como lo son la caracterización técnica de los elementos que componen el sistema de refrigeración por absorción; se definen los principales componentes y elementos necesarios para la integración del sistema de refrigeración por absorción de amoniaco con los colectores solares; y finalmente, se determinan los parámetros de desempeño y el modelo de cálculo del prototipo de sistema de refrigeración por absorción solar.

Al ahondar en el diseño se parte del análisis termodinámico del ciclo como marco teórico, así como una revisión bibliográfica de las correlaciones de transferencia de calor y mecánica de fluidos; con base al análisis funcional se realiza el diseño del dispositivo procurando incluir el mayor número de partes comerciales posibles. Cada uno de los elementos que compone el conjunto del generador es caracterizado, como fruto de una búsqueda en las diferentes bases de datos institucionales, investigaciones de varias universidades y catálogos industriales, para adecuar dichos elementos de la mejor manera al sistema de refrigeración por absorción, teniendo en cuenta que los elementos sean comerciales en Medellín Colombia.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2. MARCO TEÓRICO

En esta sección se hace una revisión bibliográfica de todos los modelos termodinámicos y de transferencia de calor y mecánica de fluidos empleados en el diseño de los componentes, es decir el cálculo para dimensionar geoméricamente y seleccionar el material de los elementos de máquina que forman el sistema de refrigeración. En esta sección se omite el desarrollo de los modelos basados en las ecuaciones diferenciales y solo se alude a los modelos ya constituidos y probados en el diseño de componentes.

2.1 Colector y generador

El colector de placa plana (FPC) es el colector más utilizado, ver Figura 1(S. Kalogirou, 2003). Cuando la radiación solar pasa a través una cubierta transparente e incide sobre la superficie absorbente ennegrecida de alta capacidad de absorción, una gran parte de esta energía es absorbida por la placa y luego por medio del mecanismo de conducción a través de las paredes de la tubería pasa al fluido de trabajo encargado de transportar o almacenar la energía. La parte inferior de la placa de absorción y el lateral de la carcasa están bien aislados para reducir pérdidas de conducción.

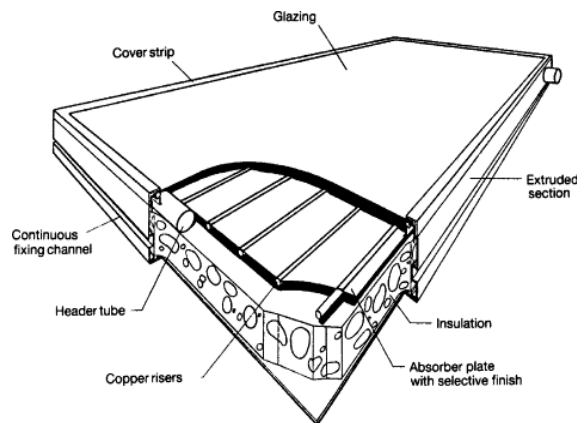


Figura 1 Colector solar placa plana(S. A. Kalogirou, 2004).

El conjunto del generador del refrigerador de absorción tiene un diseño especial e incluye el generador, así como un intercambiador de calor de solución interna y un rectificador. El conjunto generador consta de serpentines de calentamiento), bobinas de recuperación de calor (centro) y una zona de rectificación (arriba) (Said et al., 2016) ver Figura 2.

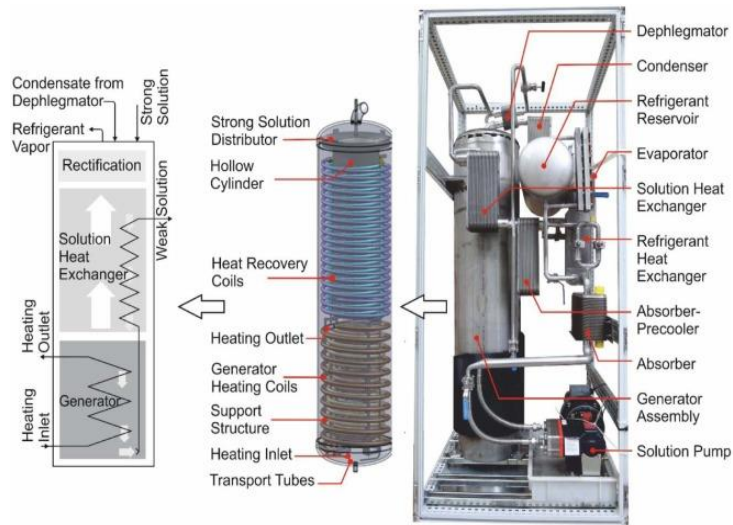


Figura 2 REFRIGERADOR DE ABSORCION(Said et al., 2016)

2.2 Principios de operación del ciclo térmico

Para hacerse una idea simplificada de un ciclo termodinámico se realizan diagramas de los componentes de este con símbolos que denotan flujos de energía y masa. La Figura 3 es una de esas representaciones empleadas en el ciclo de refrigeración de Amoniaco-Agua.

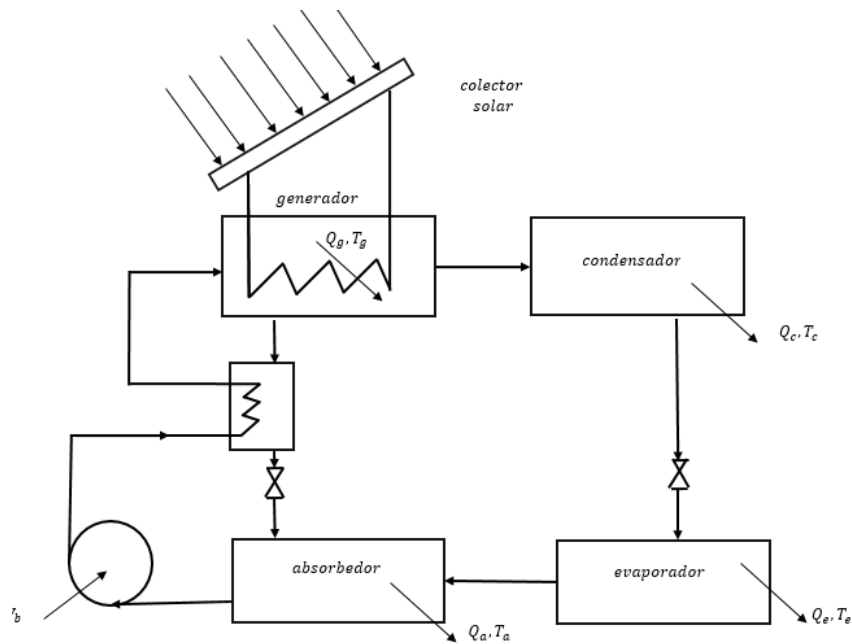


Figura 3 Esquema termodinámico refrigeración por absorción (elaboración propia).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En base a este diagrama y a la primera y segunda ley de la termodinámica se realiza el análisis del ciclo ideal de refrigeración por absorción incluyendo el colector solar. Por medio de la primera ley se establece el punto de funcionamiento de ciclo y por medio de la segunda ley el rango de operación y el establecimiento del límite de funcionamiento (ciclo ideal de Carnot).

Según la primera ley la sumatoria de las entradas y salidas de energía debe ser igual a cero.

$$\sum Q_i = 0 \quad \text{donde } i = g, c, e, a, b \quad \text{Ecn. 1}$$

Donde los subíndices indican generador, condensador, evaporador, absorbedor y bomba que representa el trabajo realizado por la misma.

La segunda ley establece sobre el ciclo ideal, reversible, que la relación entre el calor transferido y la temperatura de sus fuentes es la siguiente (Desigualdad de Clausius):

$$\sum \frac{Q_i}{T_i} \leq 0 \quad \text{donde } i = g, c, e, a, b \quad \text{Ecn. 2}$$

Para tener una medida de la eficiencia del ciclo se define el COP del ciclo (coefficient of performance) y para el sistema de absorción la fórmula es la siguiente.

$$COP_{ciclo} = \frac{Q_e}{Q_g + W_b} \quad \text{Ecn. 3}$$

El COP para un refrigerador por absorción normalmente oscila entre 0.1 y 0.8 (Sozen, 2001)

También se define la Eficiencia del colector que es la relación entre el calor suministrado al generador y la energía recibida por el colector.

$$E_{colector} = \frac{Q_g}{Q_s} \quad \text{Ecn. 4}$$

Donde Q_s es el calor de radiación solar y Q_g es el calor del generador como ya se había mencionado. Para una verdadera medida de la eficiencia de todo el sistema incluido el colector solar se define el COP del sistema:

$$COP_{sistema} = \frac{Q_e}{Q_s + W_b} \quad \text{Ecn. 5}$$

Entonces reemplazando Q_e de la Ecn. 3 y Q_s de la Ecn. 4 en la Ecn. 5 y despreciándose el trabajo de bombeo se tiene:

$$COP_{sistema} = COP_{ciclo} E_{colector} \quad \text{Ecn. 6}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Haciendo el balance general de energía del ciclo, según la Ecn. 1:

$$Q_g + Q_e + W_b - Q_a - Q_c = 0 \quad \text{Ecn. 7}$$

Debido a que la energía de la bomba es pequeña en comparación a las cantidades involucradas se puede despreciar para el análisis, entonces la Ecn. 7 se resume a:

$$Q_g + Q_e - Q_a - Q_c = 0 \quad \text{Ecn. 8}$$

De acuerdo con la Ecn. 2

$$\frac{Q_g}{T_g} + \frac{Q_e}{T_e} - \frac{Q_c}{T_c} - \frac{Q_a}{T_a} \leq 0 \quad \text{Ecn. 9}$$

Assumiendo que el condensador y absorbador son enfriado en el mismo medio, la temperatura del condensador será igual a la temperatura del absorbador (generalmente enfriado por aire o agua a temperatura ambiente), así con $T_a = T_c$:

$$\frac{Q_g}{T_g} + \frac{Q_e}{T_e} - \frac{Q_a + Q_c}{T_c} \leq 0$$

Transponiendo términos y dividiendo por Q_g se tiene:

$$\frac{1}{T_g} + \frac{Q_e}{Q_g T_e} \leq \frac{Q_a + Q_c}{Q_g T_c} \quad \text{Ecn. 10}$$

De la Ecn. 8

$$Q_g + Q_e = Q_a + Q_c$$

Reemplazando en la Ecn. 10 se obtiene una relación entre la energía del evaporador y la energía del generador en función de las temperaturas del ciclo.

$$\frac{Q_e}{Q_g} \leq \frac{T_e(T_g - T_c)}{T_g(T_c - T_e)}$$

La relación de la parte izquierda de la desigualdad anterior es el COP del ciclo, así que este como puede verse es función de las temperaturas de los subsistemas del ciclo, y queda expresado como:

$$COP_{ciclo} = \frac{Q_e}{Q_g} \leq \frac{T_e(T_g - T_c)}{T_g(T_c - T_e)} \quad \text{Ecn. 11}$$

2.3 Generalidades ciclo amoniac-agua

La suposición de que solo vapor sobrecalentado de NH_3 sale del generador de camino al condensador no es viable, ya que el agua presenta una volatilidad considerable y tiende a evaporarse junto con el refrigerante a la temperatura del generador.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Se hace necesario el separar la mayor cantidad de vapor de agua que sea posible y debe hacerse antes del condensador.

El método más sencillo es enfriar el flujo que sale del generador para condensar el agua y que esta retorne al generador. La desventaja es que no solo se condensaría agua sino también parte del NH₃, es decir que una fracción del refrigerante sería regresado al generador y sería de nuevo recalentada y vaporizada, consumiendo calor extra. Esto genera un gasto energético innecesario que se puede evitar enfriando la corriente de vapor por medio de la solución fuerte que entra al generador proveniente del absorbedor, este dispositivo se conoce como condensador de reflujo.

El ciclo como lo muestra la [Figura 4](#) cuenta con un intercambiador de calor para precalentar la solución fuerte y enfriar la solución débil.

2.4 Cálculo del ciclo

Para realizar el cálculo del ciclo se deben realizar balances de masa y energía, se deben conocer las relaciones de las presiones, las temperaturas de operación, concentraciones y entalpías de la solución.

El análisis del ciclo permite realizar el proceso iterativo para determinar las condiciones de trabajo en los puntos principales en base a unas condiciones iniciales.

Los puntos del cálculo del ciclo son en referencia a la [Figura 4](#), las convenciones de símbolos son las siguientes:

$$\begin{aligned}
 h_f &= \text{entalpía del líquido.} \\
 h_g &= \text{entalpía del vapor.} \\
 X_f &= \text{concentración del líquido en kg de NH}_3 \text{ por kg de solución} \\
 X_g &= \text{concentración del vapor}
 \end{aligned}$$

Los subíndices a,c,e,g indican las condiciones en el absorbedor, condensador, evaporado u generador en su orden.

Suposiciones:

Las fases están en equilibrio en la entrada del evaporador 9, la salida del condensador 3, el fondo del generador 1, la salida del condensador de reflujo 5 y la salida del condensador 8.

No se consideran pérdidas de presión, a excepción de los dispositivos de estrangulamiento.

El vapor que sale del generador tiene calidad $p=1$ y la concentración de NH₃ con un buen diseño del condensador de reflujo se puede llevar a $X_r=0.991$ ya que en la práctica una pequeña porción de H₂O condensada va junto con el refrigerante y ello disminuye la calidad del vapor y la concentración del NH₃.

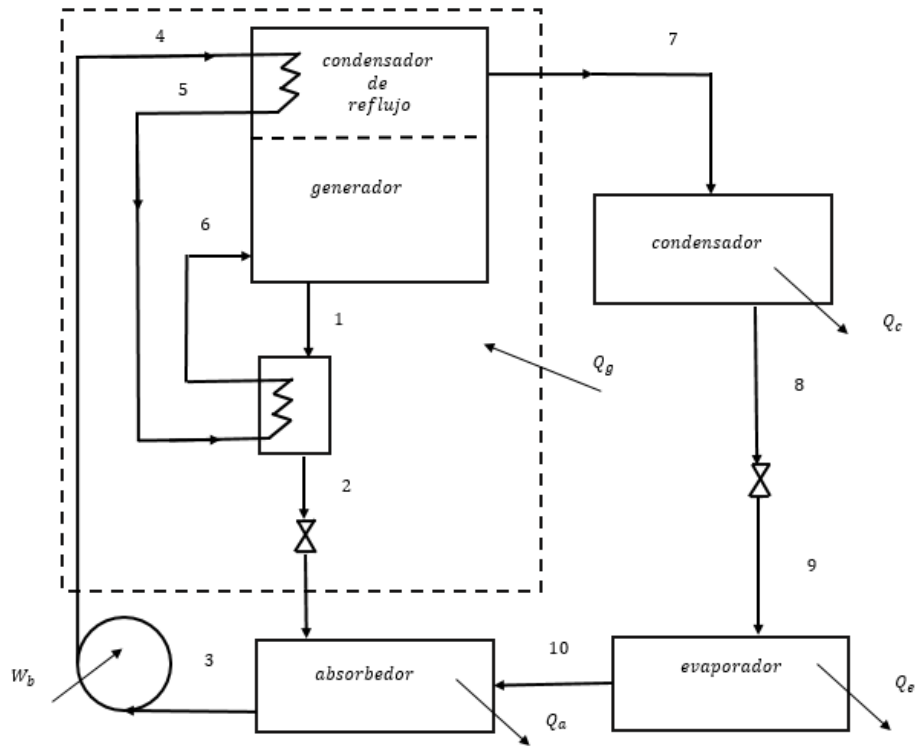


Figura 4 ciclo de refrigeración de amoníaco agua con el condensador de reflujo (elaboración propia).

Basándose en la suposición 1 la temperatura de diseño del evaporador que es la temperatura de saturación del refrigerante en la entrada del evaporador, entonces la presión de saturación para este estado es la presión baja del ciclo. Así mismo la presión alta del ciclo se encuentra en base a la temperatura del condensador.

Otro paso fundamental es la determinación de las concentraciones en el generador y absorbedor. Lo óptimo es tener la solución fuerte en el absorbedor con la mayor concentración posible y así tener menor necesidad térmica en el generador. No obstante, la concentración es limitada por la presión.

Determinadas las concentraciones y las presiones en base a las temperaturas también, se puede determinar las entalpías de las respectivas fases.

Balace de masa y energía en el generador:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

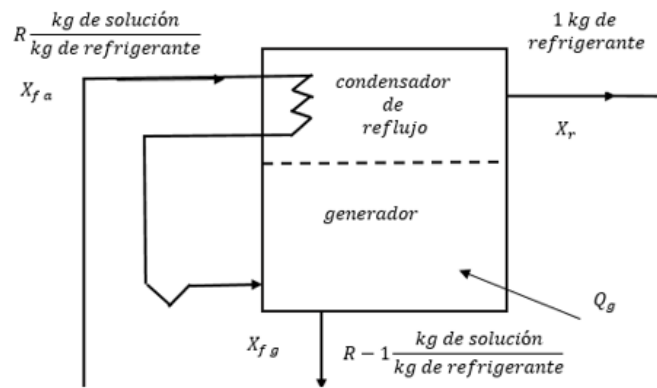


Figura 5 Esquema del generador (elaboración propia).

Conociendo las concentraciones de las soluciones fuerte y débil se puede hallar por medio de un balance de masa los kg de solución por kg de refrigerante. En la *Figura 5* R es la cantidad de solución fuerte que entra al generador en kg, son descargadas $R-1$ kg de solución débil y un kg de refrigerante. Haciendo el balance de NH_3 :

$$RX_{fa} = (R - 1)X_{fg} + 1X_r$$

De donde despejando R queda:

$$R = \frac{X_r - X_{fg}}{X_{fa} - X_{fg}} \left[\frac{\text{kg de solucio fuerte}}{\text{kg de refrigerante}} \right] \quad \text{Ecn. 12}$$

La masa de refrigerante ah de ser calculada en base a las necesidades de refrigeración de diseño. el evaporador es el subsistema encargado de tomar la energía del medio a refrigerar y la transfiere al fluido refrigerante, así realizando un balance de energía en este elemento se obtiene la masa de refrigerante.

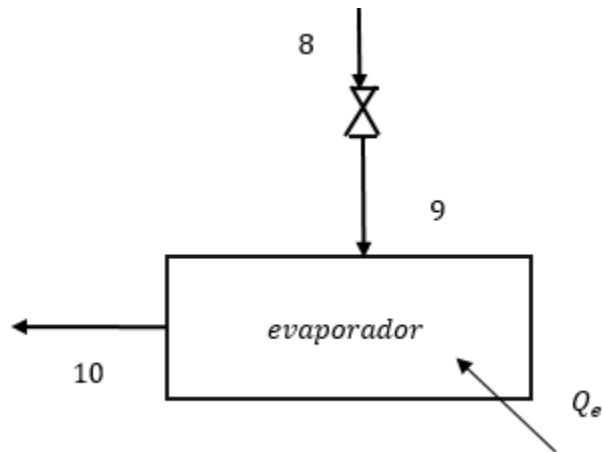


Figura 6 Esquema del proceso en el evaporador (elaboración propia).

$$Q_e = m_r(h_{10} - h_9)$$

De donde:

$$m_r = \frac{Q_e}{(h_{10} - h_9)} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad \text{Ecn. 13}$$

Obtenido el flujo másico se puede determinar la cantidad de vapor que se condensa en el condensador de reflujo.

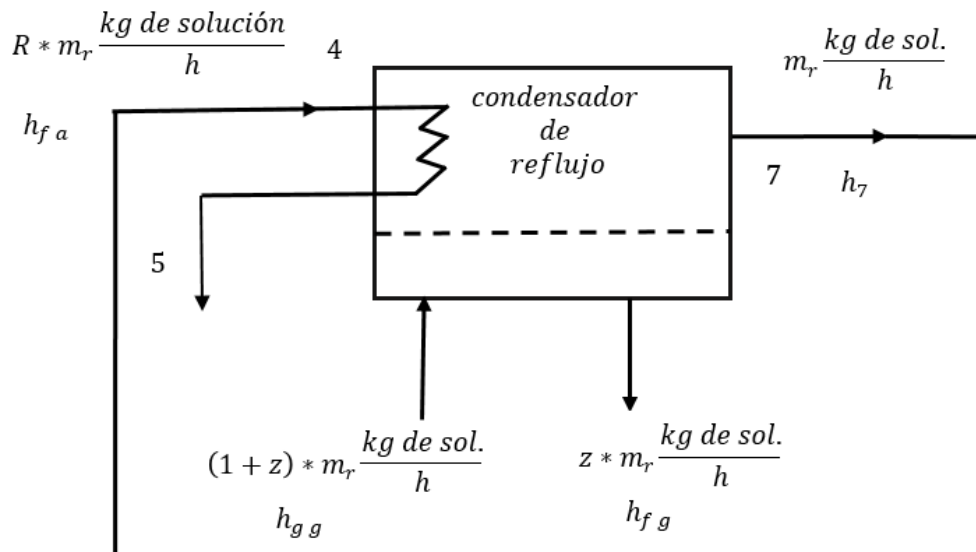


Figura 7 condiciones de entrada y salida en el condensador de reflujo. (elaboración propia).

Según la Figura 7 la cantidad de vapor de NH₃-H₂O que entran al condensador de reflujo es 1+Z kg, y al intercambiar calor con la solución proveniente del absorbedor se regresan Z kg y solo 1 kg de vapor refrigerante continúa hacia el condensador.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Realizando el balance de masa y teniendo en cuenta que:

$$m_s = R * m_r \quad \text{Ecn. 14}$$

Donde m_s es la tasa de flujo de solución fuerte.

$$(1 + Z) * X_{g,g} = Z * X_{f,g} + 1 * X_r \quad \text{Ecn. 15}$$

Despejando,

$$Z = \frac{X_r - X_{g,g}}{X_{g,g} - X_{f,g}} \quad \text{Ecn. 16}$$

El balance de energía en el condensador de reflujo se expresa de la siguiente manera:

$$R * m_r * h_{f,a} + (1 + Z) * m_r * h_{g,g} = m_r * h_7 + Z * m_r * h_{f,g} + R * m_r * h_5 \quad \text{Ecn. 17}$$

De allí se conocen todas las variables por el desarrollo anterior excepto la entalpia en el punto 5 que puede ser despejada.

El incremento de la entalpia en la solución fuerte que circula por el condensador de reflujo es:

$$(h_5 - h_4) = C_{ps}(T_5 - T_4) \quad \text{Ecn. 18}$$

Donde C_{ps} es el calor específico de la solución fuerte. Así de la Ecn. 18 se puede despejar la temperatura de la solución en el punto 5.

$$T_5 = \frac{(h_5 - h_4)}{C_{ps}} + T_4 \quad \text{Ecn. 19}$$

Para realizar el análisis del intercambiador de calor y determinar las propiedades de los puntos 1,2 y 6 se precisa tener los parámetros de diseño del intercambiador mismo que han de discutirse en la siguiente sección. Así:

$$T_6 = T_5 + \Delta T_s \quad \text{Ecn. 20}$$

Donde delta de T_s es la diferencia de temperatura de entrada y salida de la solución fuerte en el intercambiador.

Para hallar la temperatura de salida de la solución en el punto 2 se realiza el balance de energía:

$$m_s * C_{ps}(T_6 - T_5) = m_a * C_{pa}(T_1 - T_2) \quad \text{Ecn. 21}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Despejando,

$$T_2 = T_1 - \frac{m_s * C_{ps}(T_6 - T_5)}{m_a * C_{pa}} \quad \text{Ecn. 22}$$

La entalpia en el punto 2 puede hallarse al plantear el balance de energía del intercambiador en función de las entalpias:

$$m_s * (h_6 - h_5) = m_a * (h_1 - h_2) \quad \text{Ecn. 23}$$

Esto implica que,

$$h_2 = h_1 - \frac{m_s * (h_6 - h_5)}{m_a} \quad \text{Ecn. 24}$$

Asi se puede hallar el calor aportado por el colector solar al generador por medio de un balance de energía en los puntos límites la superficie de control punteada de la [Figura 4](#) que incluye al generador. El condensador de reflujo y el intercambiador. El balance queda expresado como:

$$Q_g = m_r * h_7 + m_a * h_2 - m_s * h_3 \quad \text{Ecn. 25}$$

Teniendo calculado el calor aportado al generador se puede calcular el COP según la Ecn. 3 conociendo el valor de Q_e según las necesidades de refrigeración y despreciando el trabajo de la bomba.

Para completar el análisis sobre todo los componentes del ciclo hace falta realizar los balances del condensador y absorbedor.

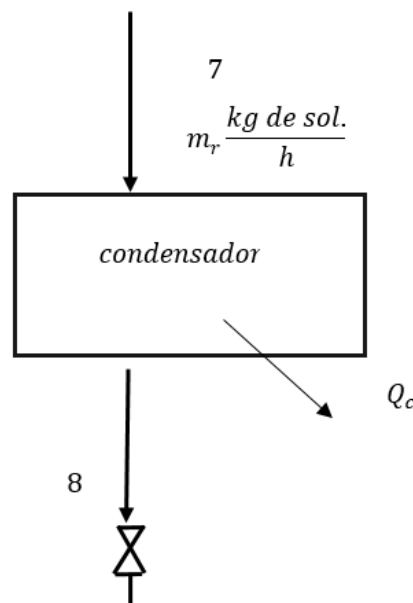


Figura 8 balance en el condensador (elaboración propia).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Realizando el balance de primera ley en el condensador:

$$Q_c = m_r * (h_7 - h_8) \quad \text{Ecn. 26}$$

Donde Q_c es la tasa de flujo de calor disipado en el condensador.

El calor que cede la substancia en el condensador es mucho mayor que su calor de vaporización. Se supone que el vapor desde el estado de entrada en el punto 7, vapor sobrecalentado, pasa a liquido saturado en el punto 8, por lo cual en el proceso se le remueve el calor sensible para cambiar de fase como el calor necesario para que el amoniaco entre en la región de saturación de su estado como vapor sobre calentado.

$$Q_c = m_r * (h_7 - h_{\text{liquido saturado a presión constante}}) \quad \text{Ecn. 27}$$

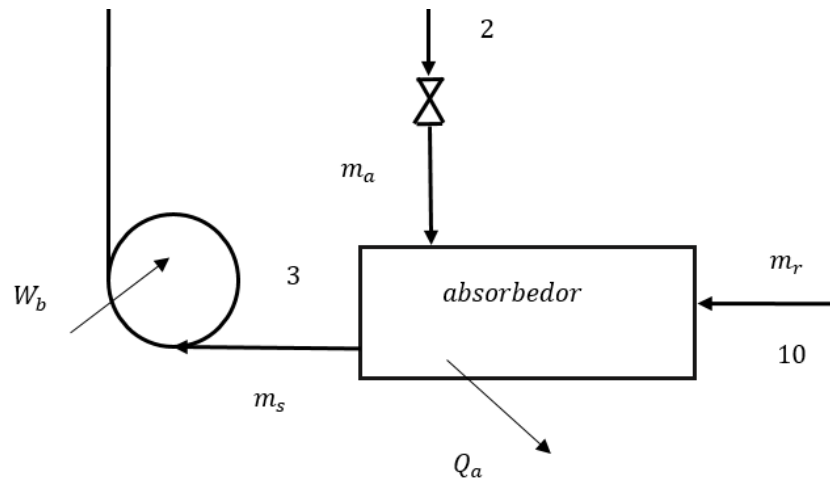


Figura 9 Balance en el absorbedor (elaboración propia).

Según la Figura 9 el balance de energía en el absorbedor es el siguiente:

$$Q_a = m_a * h_2 + m_r * h_{10} - m_s * h_3 \quad \text{Ecn. 28}$$

2.5 Mecanismos de transferencia de calor

La “fuerza” impulsora de la transferencia de calor es la diferencia de temperatura. En el análisis del ciclo de refrigeración se está interesado en la cantidad de calor que recibe o da el fluido de trabajo. En cambio, el estudio de la transferencia de calor se preocupa de la forma para que se de dicha transferencia que depende de las sustancias involucradas y de los aparatos que median entre estas.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El calor puede ser transferido a través de tres mecanismos que son: conducción, convección y radiación (Cengel & Ghajar, n.d.).

En el apéndice A se encuentran todas las ecuaciones empleadas para los cálculos de transferencia de calor y la mecánica de fluidos.

2.6 Propiedades termodinámicas del NH₃-H₂O y del AIRE

ahora bien para el cálculo del ciclo térmico se deben conocer la propiedades termodinámicas de la solución como los son la entalpia y el volumen específico así como las propiedades del agua y del aire que son fluido de trabajo, siendo el agua la empleada en el colector solar, para ello se han tomado las recopilaciones de correlaciones empleadas (Abdulateef et al., 2008)

La siguiente correlación vincula a la presión de las dos fases en equilibrio y la temperatura del amoniaco.

$$P(T) = 10^3 \sum_{i=0}^6 a_i (T - 2373.15)^i \quad \text{Ecn. 29}$$

La entalpia específica del líquido saturado y del vapor de amoniaco es expresada en términos de la temperatura.

$$h_l(T) = \sum_{i=0}^6 b_i (T - 2373.15)^i \quad \text{Ecn. 30}$$

$$h_v(T) = \sum_{i=0}^6 c_i (T - 2373.15)^i \quad \text{Ecn. 31}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

i	a _i , equation (15)	b _i , equation (16)	c _i , equation (17)
0	4.2871 x10 ⁻¹	1.9879 x10 ²	1.4633 x10 ¹
1	1.6001 x10 ⁻²	4.4644 x10 ⁰	1.2839 x10 ⁰
2	2.3652 x10 ⁻⁴	6.2790 x10 ⁻³	-1.1501 x10 ⁻²
3	1.6132 x10 ⁻⁶	1.4591 x10 ⁻⁴	-2.1523 x10 ⁻⁴
4	2.4303 x10 ⁻⁹	-1.5262 x10 ⁻⁶	1.9055 x10 ⁻⁶
5	-1.2494 x10 ⁻¹¹	-1.8069 x10 ⁻⁸	2.5608 x10 ⁻⁸
6	1.2741 x10 ⁻¹³	1.9054 x10 ⁻¹⁰	-2.5964 x10 ⁻¹⁰
Standard error	1.6 x10 ⁻³	8.5626 x10 ⁰	1.059 x10 ¹
Mean deviation	1.252 x10 ⁻²	5.566 x10 ⁻³	3.679 x10 ⁻³

Tabla 1 coeficientes de las ecuaciones 15,16 y 17 (Abdulateef et al., 2008)

Relación entre la presión de saturación y la temperatura

$$\text{Log}P = A - \frac{B}{T} \quad \text{Ecn. 32}$$

Donde:

$$A = 7.44 - 1.767X + 0.982X^2 + 0.362X^3 \quad \text{Ecn. 33}$$

$$B = 2013.8 - 2155.7X + 1540.9X^2 - 194.7X^3 \quad \text{Ecn. 34}$$

Donde X es la concentración de NH₃. Relación entre temperatura, concentración y entalpia

$$h(T, X) = A + B(T - 273.15) + C(T - 273.15)^2 + D(T - 273.15)^3 \quad \text{Ecn. 35}$$

$$A = -215 + 1570(0.54 - X)^2 \quad \text{si } X \leq 0.54 \quad \text{Ecn. 36}$$

$$A = -215 + 689(0.54 - X)^2 \quad \text{si } X \geq 0.54 \quad \text{Ecn. 37}$$

$$B = 1.15125 + 3.3826X \quad \text{Ecn. 38}$$

$$C = 10^{-3}(1.099 + 2.3965X) \quad \text{Ecn. 39}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$D = C = 10^{-5}(3.93333X) \quad \text{Ecn. 40}$$

La densidad de la mezcla se expresa como se sigue

$$\rho(T, X) = 2046.22 - 1409.65X^{0.5} - 1.3463(T - 273.15) - 0.0039(T - 273.15)^2 \quad \text{Ecn. 41}$$

(Ganesh et al, 2010.) presentan en su trabajo tablas para la entalpia, volumen especifico y entropía de la solución de amoniaco agua, ver apéndice B. la siguiente es la gráfica del volumen especifico de la mezcla.

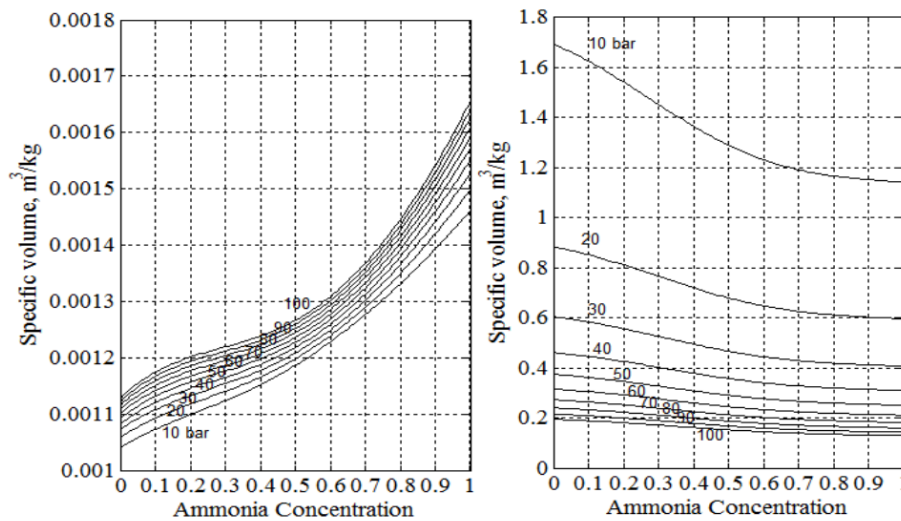


Figura 10 Volumen especifico de la solución de Amoniaco agua. (Ganesh et al, 2010.)

Las propiedades del agua y del aire en función de la temperatura se listan al final de el apéndice B, el aire intercambia calor con todas las superficies del refrigerador, pero principalmente se usa para disipar el calor en el condensador y absorbedor. Es por esto por lo que se debe emplear sus valores de propiedades adecuadas según la temperatura de diseño.

3. METODOLOGIA

La metodología empleada en el diseño del sistema de refrigeración por absorción se basa en un enfoque sistémico para dar síntesis a las funciones que debe tener la máquina. Para ello se hace uso de la herramienta llamada árbol de objetivos empleada para clarificar los objetivos de diseño, así como del diagrama de caja negra y caja transparente para el análisis de las funciones del sistema. Todo ello para que el prototipo diseñado a detalle este en armonía con las intenciones iniciales del diseño y de solución a las necesidades.

3.1 Árbol de objetivos

En la Figura 11 puede verse el árbol de objetivos, el sistema ya materializado debe poseer atributos, dado por sus elementos de máquina que reflejen los objetivos de diseño plasmados en el árbol.

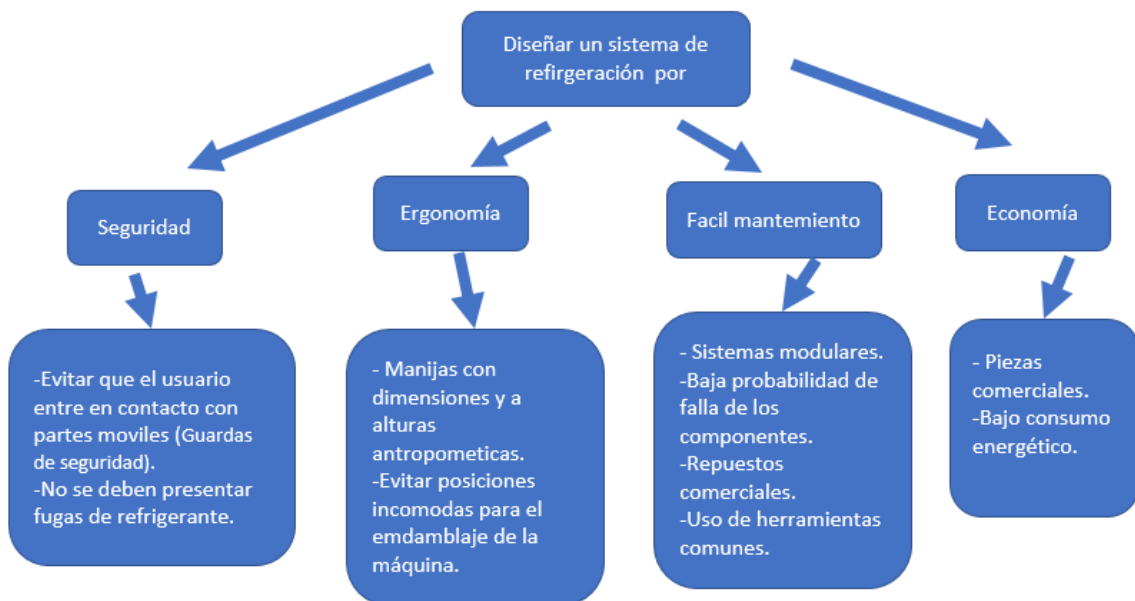


Figura 11 Árbol de objetivos

3.2 Análisis funcional.

Para clarificar las funciones que debe realizar la máquina se emplea la herramienta de análisis funcional, en la Figura 12 pueden verse las convenciones empleadas.

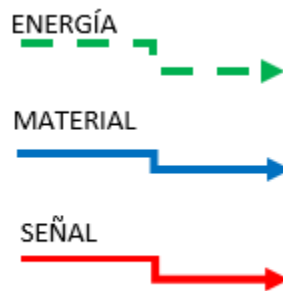


Figura 12 convenciones.

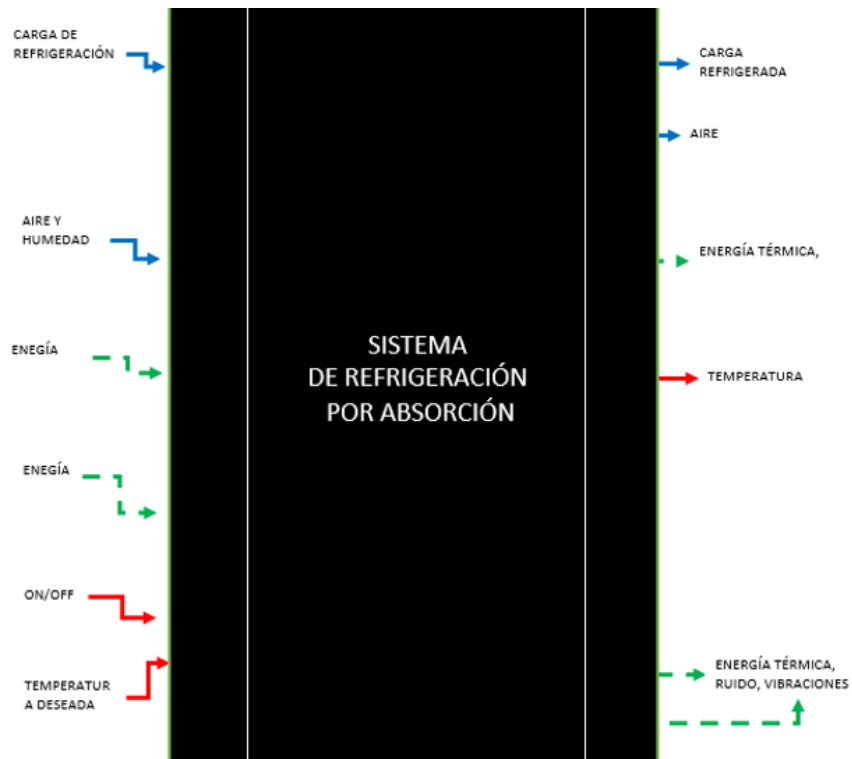


Figura 13 diagrama de caja negra

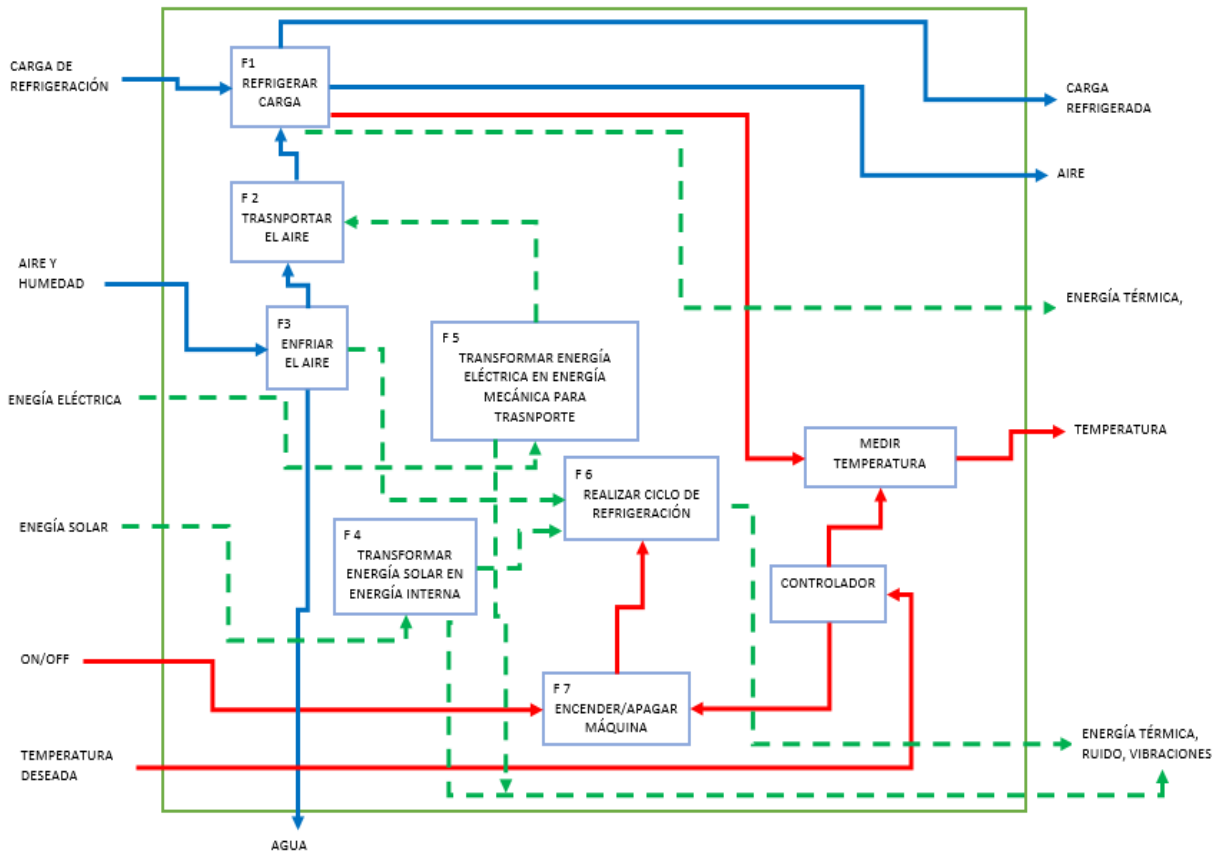


Figura 14 diagrama de caja transparente

Función 1

La función 1 de refrigerar la carga es realizada por una cámara donde se introduce la carga a refrigerar, dicha cámara debe de estar aislada térmicamente para evitar la pérdida de energía.

Función 2

La función 2 de transportar el aire enfriado a la cámara de refrigeración es realizada por un ventilador que hace circular el aire en toda la cámara.

Función 3

La función 3 enfriar el aire es realizada por un intercambiador de calor por el cual circula el líquido refrigerante. Debe tenerse presente que de esta función sale agua que debe de ser evacuada; parte de agua puede quedar formando una capa de hielo en el intercambiador de calor por lo cual debe dotarse al sistema de un medio para eliminar dicho hielo (sistema NO FROST).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Función 4

La función de transformar la energía solar en energía interna del fluido de trabajo es realizada por el colector solar, en el cual debe preverse el disminuir las pérdidas de energía.

Función 5

Esta función es desempeñada por el motor del ventilador.

Función 6

Esta función es realizada por todos los componentes que debe de tener el circuito de refrigeración por absorción, que constituyen los subsistemas de refrigeración que son evaporador, absorbedor, bomba, generador y condensador.

Función 7

La función de encender la maquina es realizada por medio de un contactor que prende la bomba del ciclo de refrigeración y del ciclo del colector. Que una vez energizada la maquina entra a ser operado por el controlador.

3.3 Selección de las temperaturas y presiones de diseño del ciclo.

Para la selección de la temperatura de refrigeración se seguirán los lineamientos del INVIMA que considera que la temperatura de refrigeración de productos cárnicos debe ser inferior a los 4 grados Celsius (INVIMA, n.d.).

La temperatura ambiente de diseño es de 25 grados Celsius, que está 3 grados por encima de la temperatura promedio de la ciudad de Medellín (Climate Data, 2019).

Para que haya una adecuada transferencia de calor es recomendable tener una diferencia de temperatura superior a los 5 grados Celsius, por esto se tiene que:

$$T_9 = -5^{\circ}C \quad \text{Temperatura a la entrada del evaporador}$$

$$T_8 = 35^{\circ}C \quad \text{Temperatura a la salida del condensador}$$

Con estas temperaturas se lee en la Tabla 20 interpolando las siguientes presiones:

$$P_{baja} \approx 355 \text{ kPa} \quad \text{Presión de saturación a } -5^{\circ}C \text{ (Presión baja del ciclo)}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$P_{alta} \approx 1352 \text{ kPa}$$

Presión de saturación a 35 °C (Presión alta del ciclo)

El absorbedor al ser enfriado por el aire del ambiente se puede llevar a una temperatura de diez grados por encima de la temperatura del ambiente es decir a 35°C.

3.4 Relación de masa de refrigerante sobre masa de solución.

Según la Ecn. 12 R representa los kg de refrigerante sobre los kg de solución:

$$R = \frac{X_r - X_{f g}}{X_{f a} - X_{f g}} \left[\frac{\text{kg de solucio fuerte}}{\text{kg de refrigerante}} \right]$$

En la Gráfica 2 se puede calcular las concentraciones de la solución fuerte y débil en función de las temperaturas o presiones en el absorbedor y generador. De esta manera se tiene que:

$$X_{f g}(P_{alta}) \approx 0,46 \text{ Concentraicon de solución debil.}$$

$$X_{f a}(P_{baja}) \approx 0,59 \text{ Concentraicon de solución debil.}$$

$$X_r \approx 0,991 \text{ Concentraicon de refrigerante.}$$

Entonces R es igual a:

$$R = \frac{0,991 - 0,48}{0,598 - 0,48} \approx 4,7 \left[\frac{\text{kg de solucio fuerte}}{\text{kg de refrigerante}} \right]$$

3.5 Flujo másico de refrigerante.

Del balance de masa en el evaporador Ecn. 13 se tiene que el flujo másico de refrigerante depende de la cantidad de calor a extraer del medio a refrigerar y se expresa como:

$$m_r = \frac{Q_e}{(h_{10} - h_9)} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Como objetivo de diseño se plantea que el refrigerador por absorción sea equiparable a un refrigerador domestico común en cuanto al calor extraído. Un refrigerador común de 300 L consume en promedio cerca de 300 Watts, siendo este su entrada de potencia habría que

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

multiplicar este valor por el COP del sistema para obtener el calor que extrae del medio. Para fines de diseño se tomará que el COP del refrigerador que consume 300 Watts es de 2 así el calor extraído es 0,6 kW (Oficinas Centrales Soluciones integrales para generación y ahorro de energía, n.d.).

Por objetivo de diseño se tiene el lograr una capacidad de enfriamiento de 0,3 kW que equivale a un refrigerador un poco más pequeño ya que el uso de acero inoxidable como material constructivo restringe las capacidades debido a su baja conductividad térmica en comparación al aluminio y al cobre.

La entalpia del punto 9 que es a la salida de la válvula de estrangulamiento o tubo capilar es igual a la entalpia a la salida del condensador, ya que este proceso es isoentálpico. La entalpia del punto 10 a la salida del evaporador corresponde al valor del vapor saturado o ligeramente sobrecalentado a la presión del evaporador.

Los valores de las propiedades se leen de la Tabla 20. E interpolando se tiene que:

$$m_r = \frac{0,3[kW]}{\left(1436,68\left[\frac{kJ}{kg}\right] - 346,68\left[\frac{kJ}{kg}\right]\right)} = 0,0003147\left[\frac{kg}{s}\right] = 1,13\left[\frac{kg}{h}\right]$$

3.6 Materiales y elementos comerciales.

La fuerte acción corrosiva que ejerce el NH₃ sobre el cobre y metales no ferrosos, obliga a utilizar acero inoxidable, para fines de calidad y para evitar la corrosión del amoniaco como del ambiente se emplea tubing de acero inoxidable bajo las designaciones ASTM A213 y A269, para aletas y demás superficies que aumentan el área de transferencia de calor se emplean aceros inoxidables austeníticos AISI 304 y 316.

En la siguiente tabla lista las dimensiones estándar de tubing, así como su peso y presión de trabajo. La primera columna corresponde al diámetro externo del tubo, con el cual se seleccionan los accesorios como codos y acoples tipo férula, por ejemplo. La segunda

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

columna corresponde con el espesor de pared. Así que el diámetro interno es igual al diámetro externo menos dos veces el espesor de pared.

Las propiedades térmicas de acero inoxidable se muestran en la Tabla 3.

Diámetro externo [in]	Espesor de pared [in]	Peso [lb/ft]	Presión de trabajo [Psig]
1/8	0.028	0.029	8500
1/4	0.035	0.080	5100
	0.049	0.105	7500
	0.065	0.128	10200
3/8	0.035	0.127	3300
	0.049	0.171	4800
	0.065	0.215	6500
1/2	0.035	0.174	2600
	0.049	0.236	3700
	0.065	0.302	5100
5/8	0.065	0.389	4000
3/4	0.065	0.476	3300
1	0.083	0.813	3100
1 1/4	0.095	1.187	2800
	0.120	1.473	3600
1 1/2	0.120	1.792	3000
	0.134	1.981	3400
2	0.134	2.705	2500
	0.188	3.686	3600

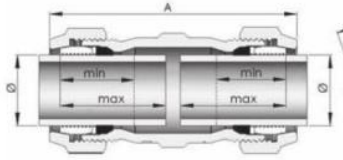
Tabla 2 Dimensiones estándar de tubing en acero inoxidable. (Company, n.d.)

Composition	Melting point (K)	Properties at 300 K				Properties at various temperatures (K)									
		ρ	c_p	k	$\alpha \cdot 10^6$	k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)									
		(kg/m ³)	(J/kg · K)	(W/m · K)	(m ² /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Chromium (low) steels															
Cr– Mo–Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)	7822	444	37.7	10.9				38.2	36.7	33.3	26.9				
							492	575	688	969					
1 Cr– Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)	7858	442	42.3	12.2			42.0	39.1	34.5	27.4					
							492	575	688	969					
1 Cr– V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	7836	443	48.9	14.1			46.8	42.1	36.3	28.2					
							492	575	688	969					
Stainless steels															
AISI 302		8055	480	15.1	3.91			17.3	20.0	22.8	25.4				
							512	559	585	606					
AISI 304	1670	7900	477	14.9	3.95	9.2	12.6	16.6	19.8	22.6	25.4	28.0	31.7		
						272	402	515	557	582	611	640	682		
AISI 316		8238	468	13.4	3.48			15.2	18.3	21.3	24.2				
								504	550	576	602				
AISI 347		7978	480	14.2	3.71			15.8	18.9	21.9	24.7				
								513	559	585	606				

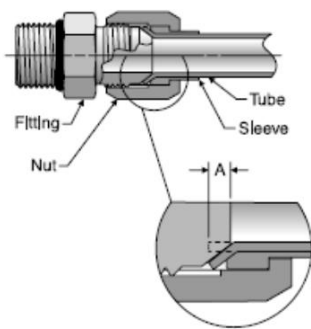
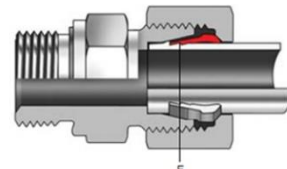
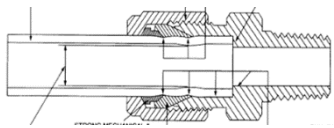
Tabla 3 Propiedades del Acero inoxidable(Le, 2011)

uniones (Racores).

Los racores son elementos comerciales empleados para unir las tuberías entre sí o a accesorios, están disponibles en una amplia variedad de materiales y de tipos. La siguiente tabla resume los tipos de racores disponibles junto con sus ventajas y desventajas. Se prefiere la utilización de racores en vez de soldadura para garantizar que el equipo sea modular ya que se prevé que en la etapa de construcción y experimentación se pueda dar lugar a cambios en la topología.

Tipos	Ventajas	Desventajas	Ilustración
Racor de compresión	-No necesita herramientas especiales. -Buen sello metal-metal.	-Bajas presiones. -Disponibles en pocos materiales. -sensible a la vibración y ciclos térmicos y a las cargas dinámicas.	 <p>(“Racor de compresión,” 2019)</p>

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Racor flare	<ul style="list-style-type: none"> -Buenas presiones de trabajo. -Resistente a cargas dinámicas. -Fácil mantenimiento. 	<ul style="list-style-type: none"> -Requiere herramientas especiales para preparar el tubo. -La deformación del tubo puede causar estrés o grietas en la tubería. -Un corte o deformación inadecuada puede causar mal sello. 	 <p>("tube-length-allowance-for-flaring," n.d.)</p>
Racor de mordida o de anillo.	<ul style="list-style-type: none"> -Mejor que el acople de compresión ya que permite altas presiones 	<ul style="list-style-type: none"> -Sensible a las vibraciones. 	 <p>("single-ferrule-bite-type-fitting," n.d.)</p>
Racor de doble férula o de doble anillo	<ul style="list-style-type: none"> --ideal para sistemas con vibración debido a que una férula es usada para sostener el tubo. -Altas presiones. -Fácil mantenimiento. 	<ul style="list-style-type: none"> -Un mal ajuste puede causar fugas. 	 <p>("DF Tube Fitting," n.d.)</p>

Válvula de aguja

La válvula de aguja ver Figura 15 y Figura 16, es ideal para la etapa de diseño del sistema de refrigeración ya que permite un control muy exacto del flujo por la tubería, así como un control sobre la caída de presión, siendo diseñadas para aplicaciones que incluyen altas presiones y temperaturas, así como también un control preciso del flujo y de su estrangulamiento.

Para fines de diseño se emplea este tipo de válvulas para el control de flujo de refrigerante y la presión del ciclo, así como para el proceso de estrangulamiento a la entrada del evaporador.

La geometría de la válvula empleadas puede verse en las ilustraciones Figura 17 y Tabla 4.

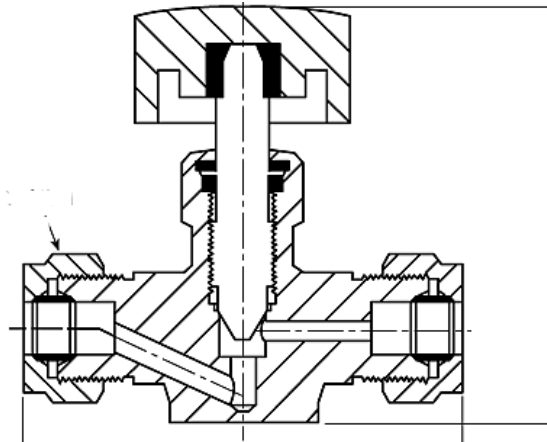


Figura 15 Esquema válvula de aguja. ("L262068-01.gif (444x341)," n.d.)



Figura 16 Válvula de aguja. (Tecnoval, n.d.)

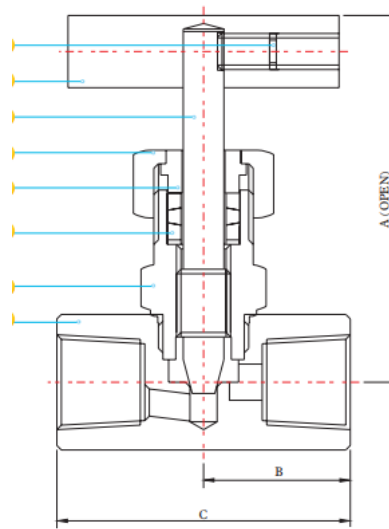


Figura 17 Geometría catálogo. (Tecnoval, n.d.)

SIZE		A		B		C		ORIFICE DIA		Cv Factor	Weight	
inch	mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm		Kg	Lb
1/8"	4	2.95	75.0	1.14	29.0	2.28	58	0.16	4	0.7	0.35	0.77
1/4"	8	2.95	75.0	1.14	29.0	2.28	58	0.19	5	0.8	0.35	0.77
3/8"	10	2.95	75.0	1.14	29.0	2.28	58	0.19	5	0.9	0.35	0.77
1/2"	15	3.43	87.0	1.28	32.5	2.56	65	0.24	6	1.2	0.56	1.23
3/4"	20	3.54	90.0	1.38	35.0	2.76	70	0.24	6	1.3	0.70	1.54
1"	25	4.06	103.0	1.58	40.0	3.15	80	0.31	8	1.8	1.30	2.86

Tabla 4 Dimensiones rosca NPT. (Tecnoval, n.d.)

Válvula de bola.

Para la carga de refrigerante y agua así como para el drenado de los mismo se emplean válvulas de bola, en las Figura 18, Figura 19 y Tabla 5 se presenta las dimensiones de la válvula empleada para el diseño.



Figura 18 Válvula de bola. (Tecnoval, n.d.)

Nominal Size	L	D	H	W
	mm			
1/4"	49	12.8	51	95
3/8"	49	12.8	51	95
1/2"	57	15	55	95
3/4"	65	20	59	110
1"	78	25	73	135
1-1/4"	90.5	32	78	135
1-1/2"	105	38	91	147
2"	127	50	99	165
2-1/2"	160	65	130	215
3"	180	80	142	215
4"	220	100	165	310

Tabla 5 Dimensiones Estándar de la válvula. (Tecnoval, n.d.)

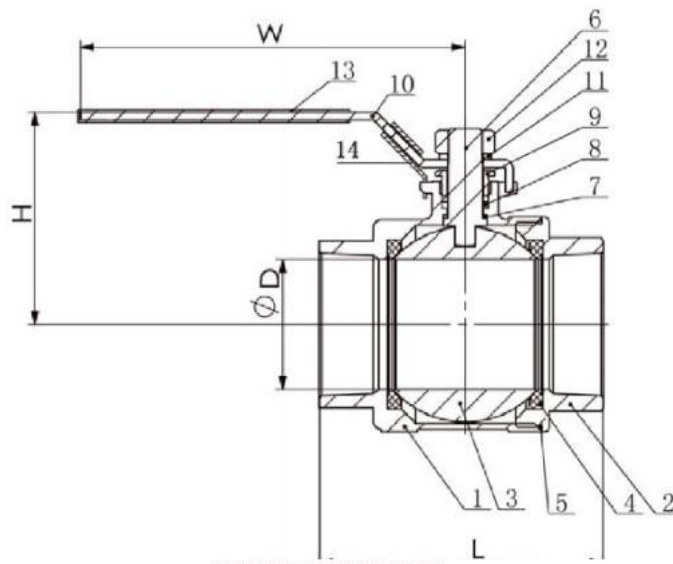


Figura 19 Esquema de la válvula. (Tecnoval, n.d.)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Láminas de acero inoxidable

Para la fabricación de aletas y recipientes se emplean láminas de acero inoxidable 316 o 304 que han de ser roladas soldadas entre sí y a la tubería. Para el cálculo es de vital importancia el saber la presentación de estas laminas por lo que consultando el catálogo de un proveedor local se tiene que pueden venir de anchos de hasta 3 m y largo de entre 2 y 4 m así como diferentes calibres ver Tabla 6.

La unión al ser soldada puede presentar sensibilización que puede generar corrosión intergranular si el ambiente de servicio es altamente corrosivo, para evitar esto se recomienda utilizar aceros inoxidables austeníticos de bajo carbono como el 304L o 326L, así como de tiempos de enfriamiento cortos. (Lippold, 2015)

Calibre	U.S.G. Esp. Pulgadas	Esp. Milímetros	M.S.G Esp. Pulgadas	Esp. Milímetros
1	0.2813	7.15 mm	--	--
2	0.2656	6.75 mm	--	--
3	0.2500	6.35 mm	--	--
4	0.2344	5.95 mm	--	--
5	0.2188	5.56 mm	--	--
6	0.2031	5.16 mm	--	--
7	0.1875	4.76 mm	--	--
8	0.1719	4.37 mm	--	--
9	0.1563	3.97 mm	0.1496	3.80 mm
10	0.1406	3.57 mm	0.1347	3.42 mm
11	0.1250	3.18 mm	0.1197	3.04 mm
12	0.1094	2.78 mm	0.1048	32.66 mm
13	0.0938	2.38 mm	0.0898	2.28 mm
14	0.0781	1.98 mm	0.0748	1.90 mm
15	0.0703	1.79 mm	0.0673	1.71 mm
16	0.0625	1.59 mm	0.0598	1.52 mm
17	0.0563	1.43 mm	0.0540	1.37 mm
18	0.0500	1.27 mm	0.0478	1.214 mm
19	0.0438	1.11 mm	0.0418	1.062 mm
20	0.0375	0.953 mm	0.0359	0.912 mm

Tabla 6 calibres de lámina de acero inoxidable. (Cortesa Inox, n.d.)

Manómetro

la selección del manómetro a utilizar se hace en base al rango de presiones del sistema siendo la mayor de alrededor de 13 bares y la menor de alrededor de 3.5 bares. El manómetro convierte la fuerza ejercida por el fluido mediante un sistema mecánico que hace mover la aguja indicadora. En

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

la Figura 20 puede verse el dispositivo seleccionado de un distribuidor local en el rango de medición de 0 a 10 y de 0 a 20 bares para los diferentes puntos de medición del refrigerador.



Figura 20 Manómetro(Hnsa, n.d.)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Especificaciones	Internos Acero Inoxidable	Internos Latón
Carátula	2.5" (63mm), 4" (100mm), 6" (150mm) aluminio blanco con marcaciones en rojo y negro	4" (100mm) aluminio blanco con marcaciones en rojo y negro
Caja	Acero Inoxidable 304	Acero Inoxidable 304
Lente	Policarbonato	Policarbonato
Aro	Acero Inoxidable 304	Acero Inoxidable 304
Conector	Acero Inoxidable 316, 4": conector soldado	Laton 58 OT
Conexión	1/4"NPT o 1/2" NPT Standard, 2.5" (63mm): 1/4 NPT Standard unicamente	1/4"NPT o 1/2" NPT Standard
Tubo de Bourdon	Acero Inoxidable 316	Bronce al fosforo
Movimientos	Acero Inoxidable 304	Laton 58 OT
Aguja	2.5" (63mm): Aluminio negro, 4" (100mm), 6" (150mm): Aluminio negro, ajustable micrometricamente	4" (100mm) Aluminio negro, ajustable micrometricamente
Soldaduras	TIG	Aleación de plata
Fluido de Relleno	Glicerina	Glicerina
Límite de Sobrepresión	30% para presiones hasta 600psi/Bar - 15% para presiones por encima de 600psi/Bar	25% para presiones hasta 1400psi/Bar - 15% para presiones por encima de 1400psi/Bar
Material de la junta	2.5" (63mm): Buna N para sellar la caja, 4" (100mm): Monoprene para sellar el lente, 6" (150mm): EPDM	Goma silicona para el conector, EPDM para el lente, tapon de relleno
Presión de Trabajo	Máximo 75% de fondo de escala	Máximo 75% de fondo de escala
Temperatura de Proceso	Seco: -40°C a 65°C (-40°F a 150°F) - Relleno de Glicerina: -20°C a 65°C (-4°F a 150°F)	Seco: -40°C a 65°C (-40°F a 150°F) - Relleno de Glicerina: -20°C a 65°C (-4°F a 150°F)
Exactitud	2.5" (63mm): 1,5% de fondo de escala, 4" (100mm), 6" (150mm): 1% de fondo de escala	4" (100mm): 1% de fondo de escala
Grado de Protección	IP66	IP66

Tabla 7 Especificaciones del manómetro. (Hnsa, n.d.)

Medidores de caudal ultrasónico.

Los medidores de caudal ultrasónicos funcionan por medio del efecto Doppler, tienen una gran exactitud de medición ideal para la puesta a punto del sistema diseñado. Debido a los bajos caudales involucrados en el ciclo (0,001 Kg/s), el rango de medición del instrumento debe ser tal que sea capaz de captar pequeñas variaciones.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 21 medidor de caudal ultrasónico.(Modbus RTU, n.d.)

Termocupla tipo K

Un termopar es un transductor de temperatura que consiste en dos metales unidos que por medio del efecto Seebeck o Peltier produce una diferencia de potencial entre un extremo caliente y uno frio. La termocupla tipo K esta hecha de cromel y alumel, es de bajo costo y su rango de temperatura va de los -200 a los 1200°C y tiene buena resistencia a la corrosión ver Figura 22.



Figura 22 Termocupla tipo K.(suconel, n.d.)

Perfil de aluminio modular T slot.

Para el diseño de la estructura portante del sistema de refrigeración se emplea perfil modular T slot debido a la versatilidad que le puede aportar al diseño, ya que permite el fácil empotramiento de los componentes evitando la conformación del marco por medio de soldadura.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

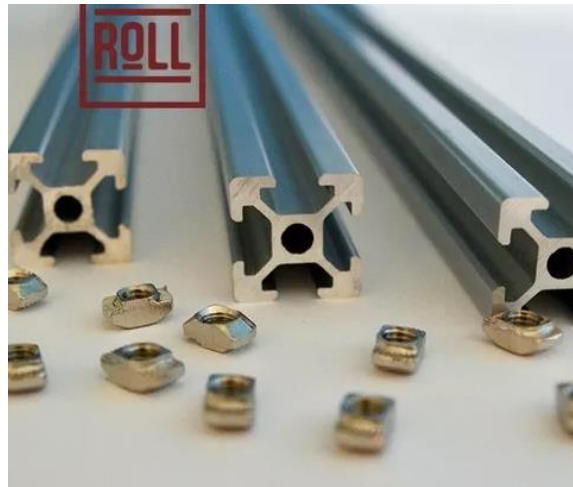


Figura 23 Perfil T slot.(Roll, n.d.)

Ventilador

En el condensador y evaporador se hace necesario el empleo de convección forzada para dotar al sistema de una característica compatibles con los refrigeradores convencionales, si bien esto implica mayor consumo energético la ganancia de capacidad de enfriamiento lo compensa.

En las Figura 24, Figura 25y la Tabla 8 se pueden ver en mas detalle las dimensiones aportadas por el fabricante.



Configuración modelo HXM-400

Figura 24 ventilador S&P.

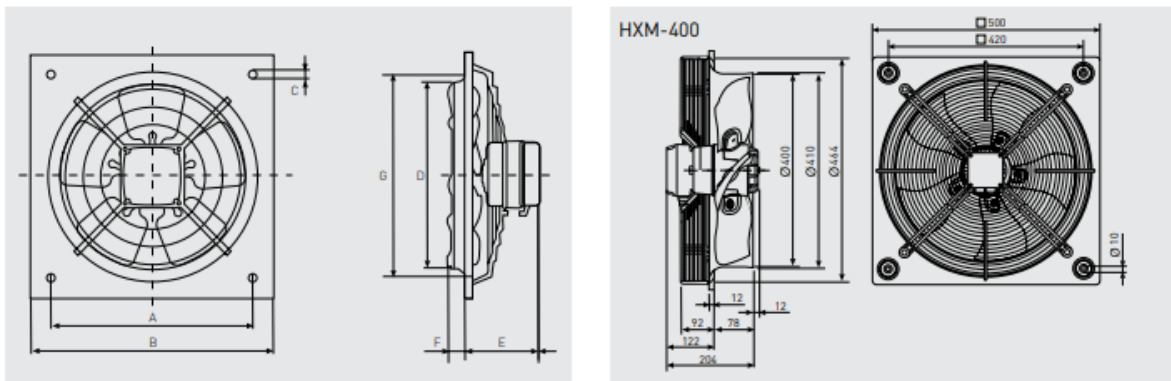
 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Modelo	Velocidad (r.p.m.)	Ø Boca (mm)	Potencia absorbida máxima (W)	Intensidad absorbida máxima (A)	Nivel de presión sonora* (dB(A))	Caudal máximo (m³/h)	Temperatura de trabajo (°C)	Peso (kg)
HXM-200	1345	200	19	0,1	42	530	-15/+40	1,8
HXM-250	1340	250	28	0,1	46	790	-15/+40	2,4
HXM-300	1320	300	39	0,2	50	1.150	-15/+40	3,2
HXM-350	1360	350	50	0,2	53	1.675	-15/+40	4,3
HXM-400	1255	400	151	0,7	56	3.670	-40/+60	9,0

* Nivel de presión sonora medido en campo libre a 1,5 m.

Tabla 8 Características del ventilador HXM de S&P.

DIMENSIONES (mm)



Modelo	Ø A	Ø B	Ø C	Ø D	E	F	Ø G
HXM-200	222,5	266	9,5	205	88	19,5	211
HXM-250	275,5	333	9,5	255	99	31,5	261
HXM-300	336,5	400	10,5	305	99	35,5	311
HXM-350	390,5	465	10,5	361	106	34,5	371

Figura 25 dimensiones del ventilador de S&P.

Aislamiento

Para evitar las pérdidas en el colector solar se emplea aislante térmico de lana mineral del fabricante Carlorcol, en la Figura 26, Figura 27 puede verse su presentación y ficha técnica. En la cámara de refrigeración se recubre con poliuretano para disminuir las pérdidas de calor los más posible.



Densidad	60 kg/m ³ (3.75 lb/ft ³)	
Dimensiones	Largo	5.0 m
	Ancho	0.91 m y 0.61 m
	Espesor	1 in, 1 1/2 in, 2 in, 3 in y 4 in
Resistencia térmica	R= 12 a 3" de espesor	
T° de utilización	entre -50 °C y 750°C	
Absorción de humedad	Menos del 1% del volumen	
NRC	85%, 500 a 100 ciclos/seg a 1" de espesor	
Empaque	Polietileno de alta resistencia	
Conductividad térmica	0.25 BTU.plg/pie ² . hr °F a Tm 100 °F	
Norma	ASTM C553-11 Type III	

Figura 26 Presentación y ficha técnica del aislante.(Calorcol, n.d.)



Especificaciones Técnicas	
Densidad	40 kg/m ³
Dimensiones	1,22 m x 2,44 m
Largo x ancho	
Espesor	1 in a 4,5 in con indrementos de 1/2 in
Conductividad térmica	0,17 BTU. in/ft ² .hr. °F a 75°F
Temperatura de operación	Desde -268,6°C
	Hasta 107°C
Acabado	Con foil de aluminio
	Con papel kreaaf
	Sin revestimiento

Figura 27 Presentación y ficha técnica del aislante.(Calorcol, n.d.)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Weight per Sq Ft				
Ozs.	Lbs/Sq Ft	Thickness	Gauge	Size
10	.625	.0135	28	36 x 120
12	.750	.0162	27	36 x 120
16	1.000	.0216	24	24 x 96
16	1.000	.0216	24	24 x 120
16	1.000	.0216	24	30 x 96
16	1.000	.0216	24	30 x 120
16	1.000	.0216	24	36 x 96
16	1.000	.0216	24	36 x 96
16	1.000	.0216	24	36 x 120
16	1.000	.0216	24	48 X 96
16	1.000	.0216	24	48 X 120
20	1.250	.0270	22	24 x 96
20	1.250	.0270	22	36 x 96
20	1.250	.0270	22	36 x 120
20	1.250	.0270	22	48 x 120
24	1.500	.0320	21	36 x 96
24	1.500	.0320	21	36 x 120
24	1.500	.0320	21	48 x 96
24	1.500	.0320	21	48 x 120
32	2.000	.0430	19	36 x 96
32	2.000	.0430	19	36 x 120
32	2.000	.0430	19	48 x 96
32	2.000	.0430	19	48 x 120
48	3.000	.0647	16	36 x 96
48	3.000	.0647	16	36 x 120
48	3.000	.0647	16	48 x 96
48	3.000	.0647	16	48 x 120

Tabla 9 Dimensiones estándar en pulgadas de láminas de cobre

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Evaporador

En el diseño del evaporador se utilizó un modelo de tubo con aletas con temperatura interna constante ya que el refrigerante se mantiene a -5°C en el proceso, la principal limitante fue el material empleado en el diseño ya que el acero inox tiene una baja conductividad por lo cual se debió agregar un mayor número de aletas ver la figura 28 **Error! No se encuentra el origen de la referencia..** Pero se debe tener presente que el acero inoxidable es ideal para contener el amoniaco que es altamente corrosivo del cobre y el aluminio (Lippold, 2015).

En total son unas 1350 aletas que han de ser soldadas a la tubería con un espaciamiento máximo de 5 mm.

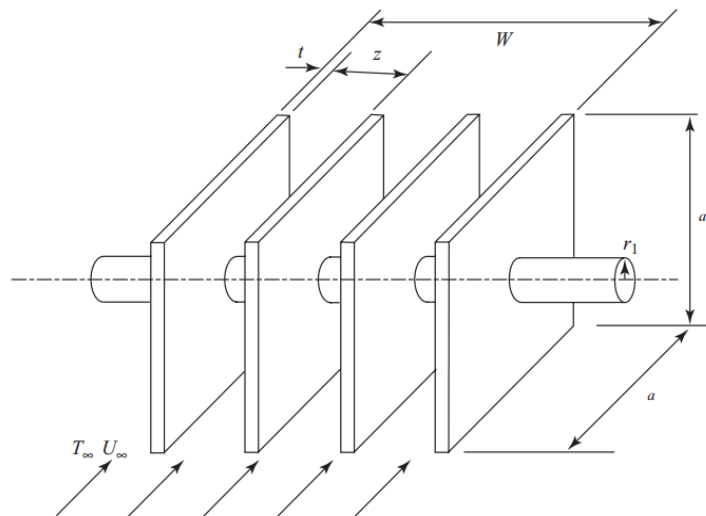


Figura 28 Modelo empleado. (Lee, 2011)

Para generar la convección forzada se emplea un ventilador S&P HXM-300, ya que para aumentar la eficiencia de enfriamiento se requiere de este régimen de transferencia de calor.

La siguiente tabla resume los resultados, para mayor detalle dirigirse a las memorias de cálculo y el plano. El layout del evaporador puede verse en la Figura 29.

GEOMETRÍA OBTENIDA	VALOR	Unidades
Largo (W)	8,91	[m]
Número de aletas (n)	1350	
Espaciamiento (Z)	0,005	[m]
Calor evaporador (Qe)	-326,28	[W]

Tabla 10 Resultados obtenidos del diseño del evaporador.



Figura 29 CAD evaporador, elaboración propia.

4.2 Condensador

Para el diseño del condensador se empleó un modelo de tubo con aletas, pero con temperatura exterior constante, para el cálculo del calor total que se debe rechazar se tuvo en cuenta que el refrigerante entra como vapor sobrecalentado a una temperatura de diseño de 70 °C.

Debido a que para evacuar el calor necesario se requiere de 3100 aletas el espaciado máximo se redujo a 3 mm para que el condensador permanezca compacto. El resumen de la geometría se encuentra en la Tabla 11 y el layout en la Figura 30.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

GEOMETRÍA OBTENIDA	VALOR	Unidades
Largo (W)	14,26	[m]
Número de aletas (n)	3100	
Espaciamiento (Z)	0,003	[m]
Calor condensador (cedido) (Qc)	379,951	[W]
Calor de condensador de diseño	377,501	[W]

Tabla 11 Resultados obtenidos del diseño del condensador

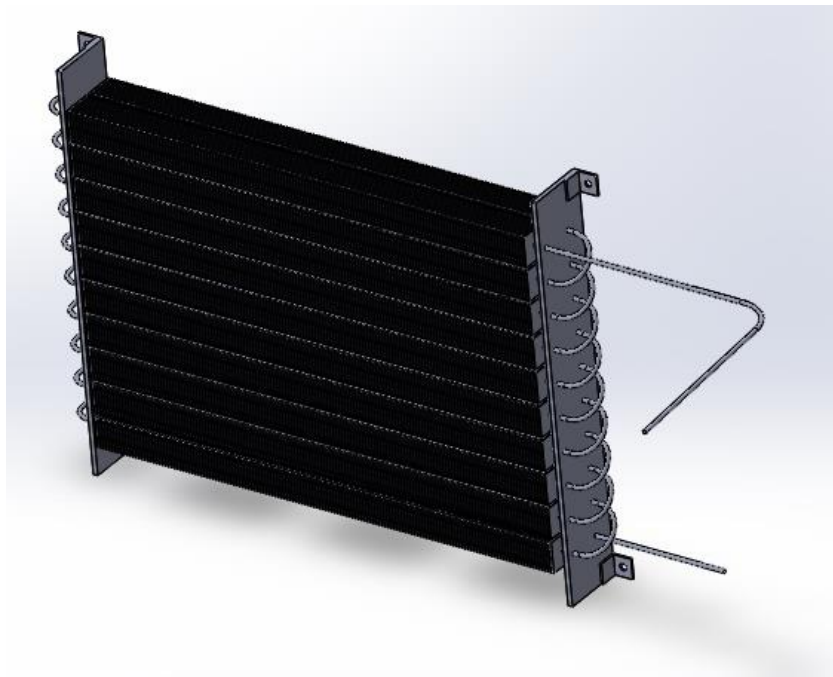


Figura 30 CAD condensador, elaboración propia.

4.3 Colector solar

Al emplear como cubierta una lámina de policarbonato hace que muy poca radiación escape en forma de radiación infrarroja, que es la principal emitida a una temperatura de 100°C para las láminas de cobre, ya que la transmisividad en esta franja es casi nula en el policarbonato. Así la principal fuente de pérdidas será por convección en las superficies de colector.

Para la radiación de diseño se tuvo en cuenta la información suministrada por el IDEAM. Específicamente sus mapas de irradiancia.

Al emplear pintura negra epoxica para recubrir las láminas de cobre del colector se garantiza una gran absorptividad, si bien este tipo de pintura tiene una gran emisividad a la temperatura de operación en su mayoría es radiación infrarroja por lo que la cubierta de policarbonato bloquea su salida.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Se calcula que para suplir la demanda de energía térmica del generador se necesita de 6 metros cuadrados de área de colector con un total de 60 metros de tubería recorriéndola.

Se empleó un modelo de transferencia de calor constante en las paredes de la tubería.

En la Tabla 12 y la Figura 31 puede verse los parámetros geométricos y el layout.

Área de colector		6	[m ²]
Longitud de la tubería	L	60	[m]

Tabla 12 Resultados obtenidos del diseño del colector.

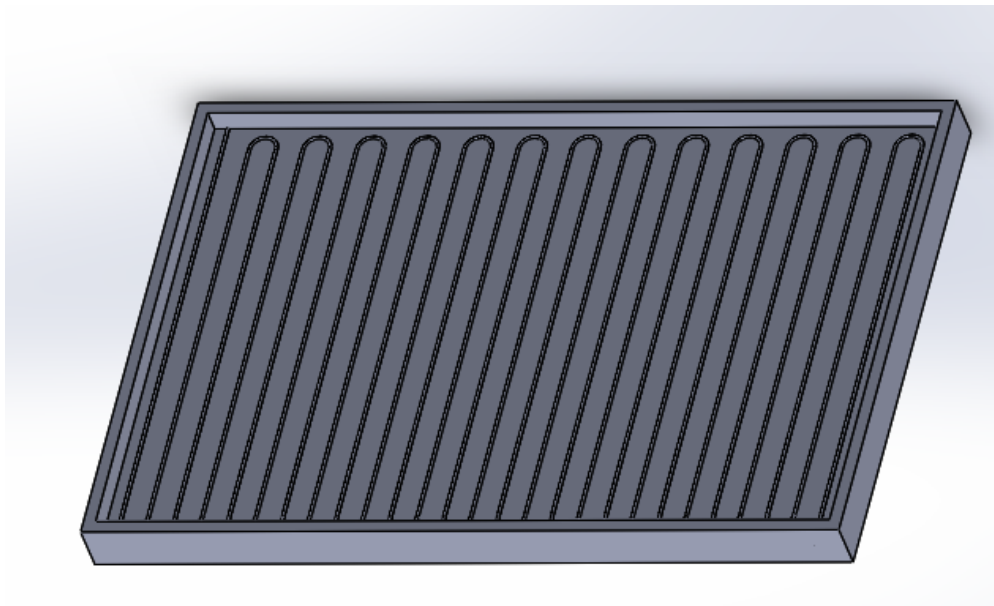


Figura 31 CAD colector, elaboración propia.

4.4 Generador

El diseño del generador fue dividido en dos una parte es el generador propiamente y la otra es el intercambiador de reflujo.

El generador como tal fue diseñado con el modelo de intercambio de calor entre tubos paralelos con convección natural, por los tubos paralelos circula el agua del colector que entra a una temperatura de a 80 °C y sale a 70°C. ver Figura 32.

El condensador de reflujo fue diseñado como un intercambiador de platos, que es más compacto que uno de coraza y tubos, por lo cual hace que se requiera menos espacio y se logre recuperar mayor porcentaje del calor solar.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

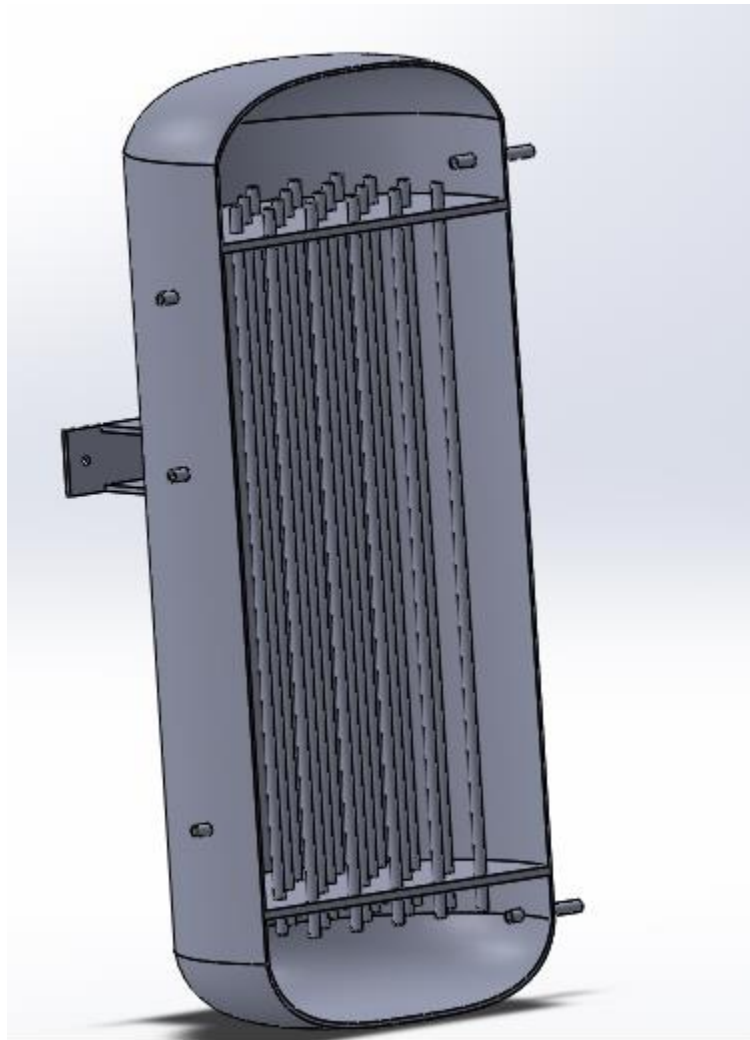


Figura 32 CAD generador, elaboración propia.

4.5 Absorbedor

Para el diseño del absorbedor se tuvo en cuenta la gran cantidad de calor recuperada en el intercambiador de la solución fuerte y débil por lo cual no se tiene la necesidad de colocarle aletas.

Su diseño fue pensado como reservorio de refrigerante y punto por el cual se cargue el sistema, se hizo que la solución débil se asperje y entre en contacto con el refrigerante que sale del evaporador para que se dé una mejor mezcla. Ver la Figura 33.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

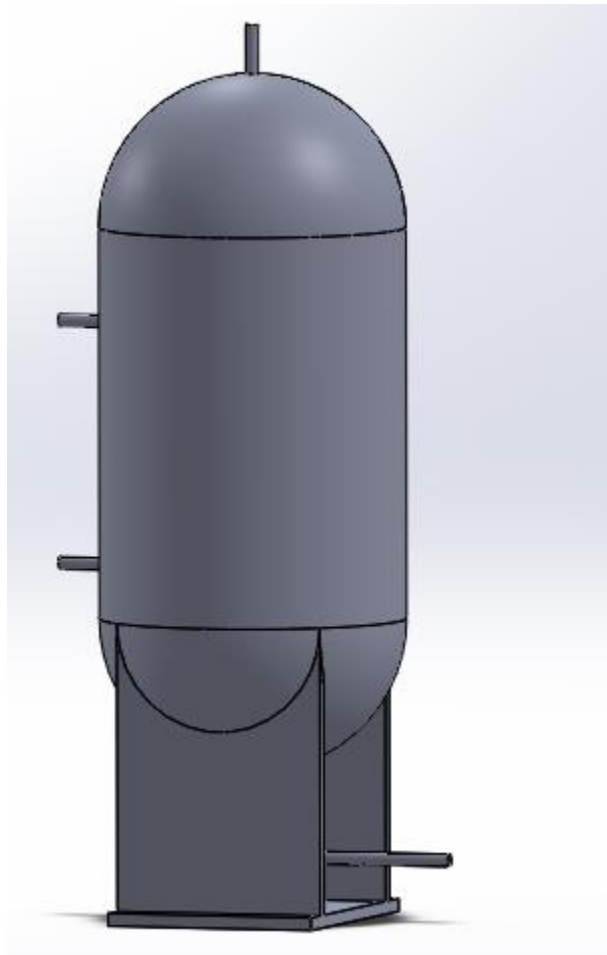


Figura 33 CAD absorbedor, elaboración propia.

4.6 COP del sistema

Según la Ecn. 3 el COP del sistema se escribe como

$$COP_{ciclo} = \frac{Q_e}{Q_g + W_b}$$

Según los resultados obtenidos en el diseño del ciclo el COP del sistema para una potencia de bombeo de aproximadamente 100 Watts, potencia basada en el cálculo de las pérdidas viscosas y las debidas por accesorios consignadas en la memoria de cálculo, el COP es:

$$COP_{ciclo} = 0,509$$

En la practica este valor se lleva al valor de la bomba nominal superior que en este caso seria una bomba de 1/6 de caballo que es de aproximadamente 125 Watts.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

Pese a la falta de información en lo referente al diseño mecánico del sistema de refrigeración por absorción de amoníaco agua, se realizó un diseño del sistema en base a la teoría de transferencia de calor. Se identifica como debilidad el que el amoníaco sea corrosivo para materiales más conductores térmicos que el acero inoxidable como el cobre o el aluminio lo que hace que el sistema sea menos compacto.

En el momento de realizar la caracterización de los componentes del sistema se encuentra que la mayoría de los autores no publican un diseño de estos por lo cual se debe diseñar casi desde cero basándose en los criterios de transferencia de calor.

Es de preverse cierta discrepancia entre las variables en el diseño y en el prototipo ya construido debido a las simplificaciones en los modelos.

En el momento de definir los componentes del sistema se emplea el análisis funcional para clarificar los componentes necesarios para realizar todas las funciones del sistema. Caracterizándose los elementos comerciales para su integración a la máquina.

Con el empleo de los sensores seleccionados se espera que se pueda monitorear el desempeño de la máquina ya construida, dicho sensores se escogen en un rango de medición apropiado de acuerdo con las variables de ciclo.

Con la información de los sensores y la programación ejecutada en las memorias de cálculo se puede corroborar el desempeño del sistema.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

REFERENCIAS

- Abdulateef, J. M., Sopian, K., & Alghoul, M. A. (2008). OPTIMUM DESIGN FOR SOLAR ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEMS AND COMPARISON OF THE PERFORMANCES USING AMMONIA-WATER , AMMONIA- LITHIUM NITRATE AND AMMONIA-SODIUM THIOCYANATE SOLUTIONS, 3(1), 17–24.
- Al-lateef, J. M. A., Ali, B., Energy, S., & Kebangsaan, U. (n.d.). New Working Fluids for Solar, 8, 16–20.
- Alobaid, M., Hughes, B., Calautit, J. K., O'Connor, D., & Heyes, A. (2017, September). A review of solar driven absorption cooling with photovoltaic thermal systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Pergamon. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.081>
- Calorcol. (n.d.). *Calorcol*. Retrieved from www.calorcol.com
- Cengel, yunus A., & Ghajar, A. J. (n.d.). *Transferencia de calor y masa*.
- Climate Data. (2019). Clima Medellín: Temperatura, Climograma y Tabla climática para Medellín - Climate-Data.org. Retrieved February 24, 2019, from <https://es.climate-data.org/america-del-sur/colombia/antioquia/medellin-4088/>
- Company, S. (n.d.). *Stainless Steel Seamless Tubing-Fractional*. Retrieved from www.swagelok.com
- Cortesa Inox. (n.d.). Cortesa Inox. Retrieved March 17, 2019, from <http://www.corteaceros.com/Sheets.html>
- DF Tube Fitting. (n.d.). Retrieved March 2, 2019, from http://www.pascalindustries.com/portals/0/Pascal_Image/Products/DF Tube Fitting.png
- Ganesh, N. S., & Srinivas, T. (2010). Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixture, 126–154.
- Hassan, H. Z., Mohamad, A. A., & Al-Ansary, H. A. (2012). Development of a continuously operating solar-driven adsorption cooling system: Thermodynamic analysis and parametric study. *Applied Thermal Engineering*, 48, 332–341. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2012.04.040>
- Hnsa. (n.d.). MANÓMETROS – Hidráulica y Neumática S.A. Retrieved March 17, 2019, from <http://www.hnsa.com.co/manometros/>
- Ibrahim, N. I., Al-Sulaiman, F. A., & Ani, F. N. (2018). Solar absorption systems with integrated absorption energy storage—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82, 1602–

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1610. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2017.07.005>
- INCROPERA, F. P., & DEWITT, D. P. (n.d.). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*.
- Ingenieros, E. De. (2010). tecnun Universida de Nav rra TERMODINÁMICA.
- INVIMA. (n.d.). *MANEJO Y ALMACENAMIENTO DE LA CARNE*. Retrieved from https://www.invima.gov.co/procesos/archivos/procesos_eliminados/Capacitacion_y_asistencia/2008/formatos/PM06-CAT-DI83.pdf
- Kalogirou, S. (2003). The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*, 76(4), 337–361. [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00176-9](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9)
- Kalogirou, S. A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(3), 231–295. <https://doi.org/10.1016/J.PECS.2004.02.001>
- KHERRIS, S., MAKHLOUF, M., ZEBBAR, D., & SEBBANE, O. (n.d.). CONTRIBUTION STUDY OF THE THERMODYNAMICS PROPERTIES OF THE AMMONIA-WATER MIXTURES, 23–32.
- Klein, B. S. A., Ph, D., Ashrae, F., Reindl, D. T., Ph, D., & Ashrae, M. (2005). Solar Refrigeration, 47(9).
- Koc, A., & Bulgan, A. T. (2016). Design and analysis of a water – ammonia absorption refrigeration system, 214, 449–454.
- L262068-01.gif (444×341). (n.d.). Retrieved March 17, 2019, from https://media.rs-online.com/t_line/L262068-01.gif
- Lee, H. (2011). *Heat Sinks , Thermoelectrics , Heat Pipes , Compact Heat Exchangers , and Solar Cells*.
- Lippold, J. C. (2015). *Welding Metallurgy and Weldability*.
- Modbus RTU. (n.d.). Caudalímetro Ultrasonico Medidor De Flujo Tuf-2000 M - \$ 970.900 en Mercado Libre. Retrieved March 24, 2019, from https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-465442883-caudalimetro-ultrasonico-medidor-de-flujo-tuf-2000-m-_JM?quantity=1
- Oficinas Centrales Soluciones integrales para generación y ahorro de energía. (n.d.). *TABLAS DE CONSUMO ELÉCTRICO*. Retrieved from http://cimepowersystems.com.mx/descargas/Tablas_Consumo-Electrico.pdf
- Plate Heat Exchangers | Heat Exchanger Plates & Gaskets | WCR. (n.d.). Retrieved February 2, 2019, from <https://www.wcrhx.com/>
- Plate Type Heat Exchangers - YouTube. (n.d.). Retrieved February 2, 2019, from <https://www.youtube.com/watch?v=IQzgfalX-c>

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Racor de compresión. (2019). Retrieved March 2, 2019, from https://www.traconed.com/files/pub/150301_FOTO02.jpg
- Roll. (n.d.). Perfil De Aluminio Modular 2020 1 Metro - \$ 35.000 en Mercado Libre. Retrieved March 24, 2019, from https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-450581512-perfil-de-aluminio-modular-2020-1-metro-_JM
- Said, S. A. M., Spindler, K., El-Shaarawi, M. A., Siddiqui, M. U., Schmid, F., Bierling, B., & Khan, M. M. A. (2016). Design, construction and operation of a solar powered ammonia–water absorption refrigeration system in Saudi Arabia. *International Journal of Refrigeration*, *62*, 222–231. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2015.10.026>
- Sarbu, I., & Sebarchievici, C. (2015). General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, *105*, 403–422. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2015.07.084>
- single-ferrule-bite-type-fitting. (n.d.). Retrieved March 2, 2019, from <http://www.vehdraulics.com/img/single-ferrule-bite-type-fittings-big-2.jpg>
- Sozen, A. (2001). Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems, *42*, 1699–1716.
- suconel. (n.d.). SENSORES : Termocupla tipo K – 2 metros. Retrieved March 17, 2019, from <https://www.didacticaselectronicas.com/index.php/sensores/termocupla-tipo-k-2-metros-detail>
- Sun, D. (1997). Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems, *17*(3).
- Tecnoval. (n.d.). Tecnoval. Retrieved April 13, 2019, from http://www.tecnoval.com/Portals/1/FichasTecnicas/valv_aguja_tachen.pdf
- tube-length-allowance-for-flaring. (n.d.). Retrieved March 2, 2019, from <https://www.hoseandfittingsetc.com/hs-fs/hub/79679/file-27454871-png/images/product/technical/tube-length-allowance-for-flaring.png?width=250&height=249&name=tube-length-allowance-for-flaring.png>
- White, F. M. (2004). *Mecánica De Fluidos*.
- Willard, & Metzger. (n.d.). Moody diagram. Retrieved December 21, 2018, from <https://www.mathworks.com/matlabcentral/mlc-downloads/downloads/submissions/7747/versions/1/screenshot.png>

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

APÉNDICE

Apéndice A

Conducción a través de una pared plana

La conducción es la transferencia de energía de las partículas que tienen mayor cantidad de esta a las partículas que la rodean y que tienen menos energía. Esta puede darse en sólidos o líquidos, en los primeros la conducción se debe a la vibración de las moléculas y al movimiento de los electrones libres; mientras que en los segundos se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas.

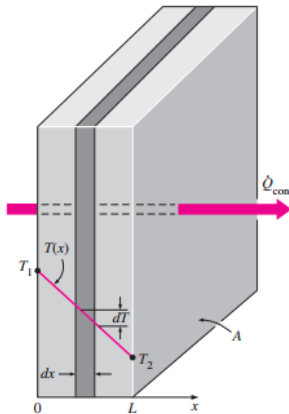


Figura 34 Conducción a través de una pared (Cengel & Ghajar, n.d.)

Al partir de la expresión diferencial de la Ecn. de conducción del calor de Fourier se llega a que la conducción a través de una pared Figura 34 es igual a:

$$Q_{cond\ pared} = kA \frac{T_1 - T_2}{L} \quad Ecn. 42$$

Donde k es la conductividad térmica de la pared

Reacomodando se tiene

$$Q_{cond\ pared} = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad Ecn. 43$$

Donde $R = \frac{L}{kA}$ es la resistencia térmica de la pared que depende de la configuración geométrica de esta y las propiedades del material. Esto es una analogía hecha con la corriente a través de una resistencia de un circuito eléctrico.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Una resistencia térmica puede ser asociada a la transferencia de calor por convección y también por radiación en una superficie, de la ley de enfriamiento de Newton resulta que.

$$Q_{convección} = hA(T_s - T_{\infty}) \quad \text{Ecn. 44}$$

Así la resistencia de convección, y radiación si esta se considera, será $R = \frac{1}{hA}$ donde h representa el coeficiente de convección u otra constante cuando la radiación y la convección actúan en paralelo.

Como puede verse en la Figura 35 la conducción a través de una pared compuesta puede considerarse también como un arreglo de resistencias en serie. Así la transferencia de calor puede ser expresada como:

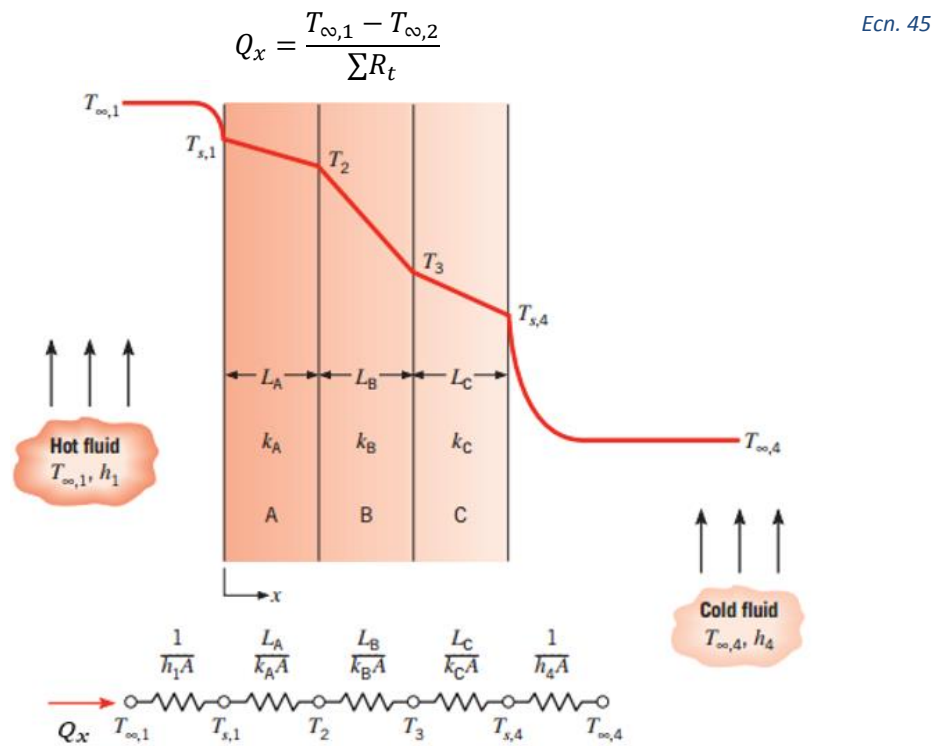


Figura 35 circuito térmico equivalente para una pared compuesta (INCROPERA & DEWITT, n.d.)

La tasa de transferencia de calor también puede ser determinada mediante la diferencia de temperatura en los “extremos” de la resistencia como se sigue:

$$Q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\left(\frac{1}{h_1 A}\right)} = \frac{T_{s,1} - T_2}{\left(\frac{L_A}{k_A A}\right)} = \dots \quad \text{Ecn. 46}$$

Las paredes compuestas pueden tener configuraciones en paralelo y/o paralelo, dichos problemas por simplicidad se tratan como circuitos térmicos independientes.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Conducción a través de sistema radiales

Los sistemas radiales ya sean cilíndricos o esféricos experimentan un gradiente térmico principalmente en la dirección radial así que pueden ser tratados como casos de conducción unidireccional

Partiendo de la Ecn. diferencial de la conducción para estado estacionario sin generación se llega según Figura 36 la temperatura en función del radio se expresa como:

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{s,2} \quad \text{Ecn. 47}$$

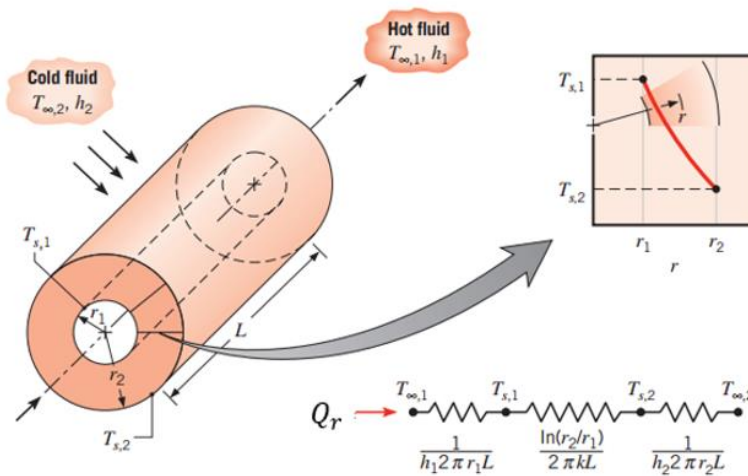


Figura 36 cilindro hueco con convección en la superficie (INCROPERA & DEWITT, n.d.)

La tasa a la que el calor es conducido a través de una superficie cilíndrica en un sólido se expresa en términos de la forma adecuada de la ley de Fourier:

$$Q_r = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad \text{Ecn. 48}$$

Derivando la expresión de la temperatura y reemplazando se tiene que:

$$Q_r = \frac{2\pi Lk(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad \text{Ecn. 49}$$

Así la resistencia para la conducción radial es $R = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk}$

Transferencia de calor a través de aletas

Las aletas son dispositivos utilizados para absorber o entregar calor a los alrededores (aire). Son ampliamente utilizadas en aplicaciones que requieren una eficiente disipación del calor como lo son la refrigeración, los motores y los dispositivos electrónicos. La eficiencia de las aletas es aumentada incrementando bien sea la conductividad térmica, el área de superficie o el coeficiente de transferencia de calor (convectivo y/o radiativo)(Lee, 2011).

Con miras a la practicidad se omitirán las demostraciones de las fórmulas, ya que para el problema de diseño del refrigerador se requiere es seleccionar la correlación adecuada para el cálculo.

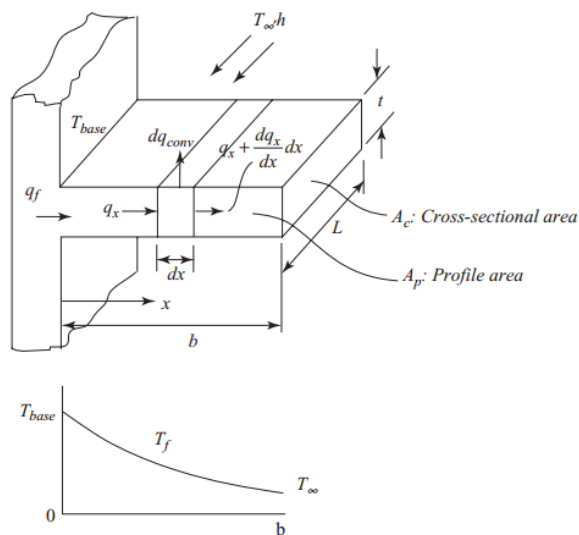


Figura 37 aleta rectangular de área transversal uniforme y su distribución de temperatura(Lee, 2011)

A partir del balance de energía basado en la Figura 37, de la ley de Fourier de conducción de calor y asumiendo que la punta de la aleta es adiabática (que es una buena suposición debido a la delgadez de las aletas), se llega a que la tasa de transferencia de calor de la aleta es:

$$Q_f = \sqrt{hPkA_c}\theta_b \tanh(mb) \quad \text{Ecn. 50}$$

Donde $P = 2(L + t)$ es el perímetro, $\theta_b = T_b - T_\infty$ y $m = \sqrt{\frac{2h}{kt}}$

Para medir el desempeño de una aleta se define un parámetro conocido como la eficiencia de aleta, que es la razón entre la tasa de transferencia de calor de la aleta y la tasa máxima de transferencia posible, la cual se da si la temperatura de la aleta fuera igual a la de la base.

$$\eta_f = \frac{Q_f}{Q_{max}} = \frac{Q_f}{hPb\theta_b} \quad \text{Ecn. 51}$$

Una aleta bien diseñada es de esperar que tenga una eficiencia entre 0.5 y 0.7(Lee, 2011), la Tabla 13 presenta las eficiencias de varias formas de aletas.

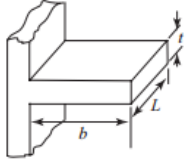
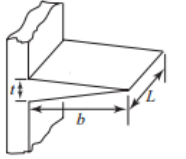
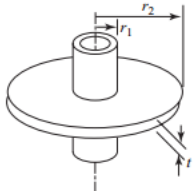
	Forma	Eficiencia	
$A_p = b_c t$ $b_c = b + \frac{t}{2}$ $A_c = Lt$		$\eta_f = \frac{\tanh(mb_c)}{mb_c}$	Ecn. 52
$A_p = \frac{bt}{2}$		$\eta_f = \frac{I_1(2mb_c)}{mb I_0(2mb_c)}$	Ecn. 53
$r_{2c} = r_2 + \frac{t}{2}$		$\eta_f = C_1 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - K_1(mr_{2c})I_1(mr_1)}{K_1(mr_{2c})I_0(mr_1) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})}$ $C_1 = \frac{2r_1/m}{r_{2c}^2 - r_1^2}$	Ecn. 54

Tabla 13 Eficiencia de varias formas de aleta donde K_0 , K_1 , I_0 , I_1 son las funciones de Bessel. Adaptación(Lee, 2011)

Una vez calculado el valor de la eficiencia según la forma de la aleta se obtiene la tasa de transferencia de calor de esta.

Se ha tratado hasta el momento las correlaciones empleadas para aletas individuales, pero en la práctica para maximizar la transferencia de calor se emplean arreglos de múltiples aletas como el de la Figura 38.

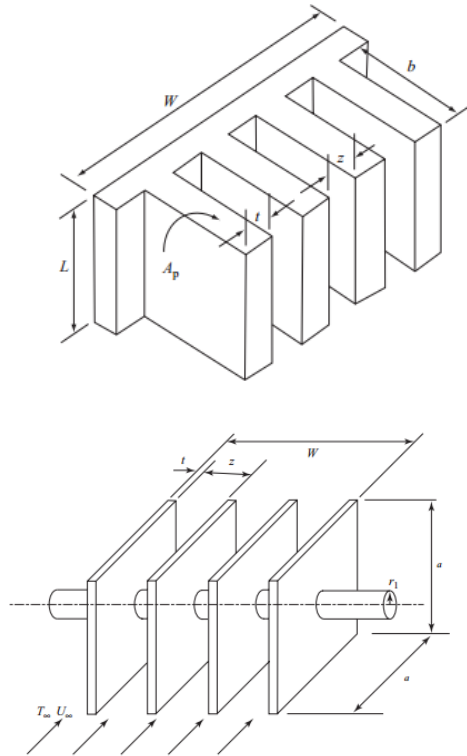


Figura 38 arreglo de múltiples aletas (Lee, 2011)

Para hallar la distancia de separación óptima (z) algunos autores han reportado diferentes correlaciones dependiendo del si es por convección natural o forzada (Lee, 2011).

Cuando la convección se da de manera natural el espaciado óptimo puede obtenerse por medio de la siguiente correlación:

$$\frac{z_{opt}}{L} = 2.714 Ra_L^{-1/4} \quad \text{Ecn. 55}$$

Donde el número de Rayleigh se define como:

$$Ra_L = \frac{g\beta(|T_s - T_\infty|)L^3}{\alpha\nu} \quad \text{Ecn. 56}$$

Para el caso de convección forzada se tiene:

$$\frac{z_{opt}}{L} = 3.24 Re_L^{-1/2} Pr^{-1/4} \quad \text{Ecn. 57}$$

Los demás números son definidos en la página 60

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

La eficiencia de un arreglo de aletas esta dado por:

$$\eta_o = 1 - n \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad \text{Ecn. 58}$$

Y la resistencia térmica total será:

$$R_{t,o} = \frac{1}{\eta_o h A_t} \quad \text{Ecn. 59}$$

Número de Reynolds y número de Prandtl

El número de Reynolds es un parámetro adimensional que pondera las fuerzas inerciales sobre las fuerzas viscosas de un fluido y es definido como:

$$Re_L = \frac{\rho * u_m * L}{\mu} \quad \text{Ecn. 60}$$

Donde μ es la viscosidad del fluido, L la longitud característica y ρ la densidad del fluido.

Se considera que en fluido tiene flujo turbulento en tubería si $Re_D > 2300$ de lo contrario el flujo será laminar; y en flujo externo el régimen turbulento se alcanza cuando $Re_l > 5 \times 10^5$ para placas planas con flujo paralelo.

También se define el número de Prandtl:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{C_p \mu}{k} \quad \text{Ecn. 61}$$

Donde v es la viscosidad cinemática, α es la difusividad térmica, C_p es el calor específico y k es la conductividad térmica.

Numero de Nusselt

El número de Nusselt es un parámetro equivalente al gradiente de temperatura adimensional en la superficie de transferencia de calor. Para una geometría dada este número es dependiente del número de Reynolds y del número de Prandtl.

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = f(Re_L, Pr) \quad \text{Ecn. 62}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Conociendo el número de Nusselt el coeficiente de convección puede ser despejado de la Ecn. anterior. Para diversas geometrías empíricamente se ha llegado a obtener correlaciones que permiten el cálculo del número de Nusselt.

Placa plana en flujo paralelo

Debido a que el caso del flujo paralelo sobre una placa plana se presenta en numerosas aplicaciones de ingeniería como lo son las aletas, se han desarrollado una vasta colección de correlaciones para modelar y diseñar las condiciones en que este se da.

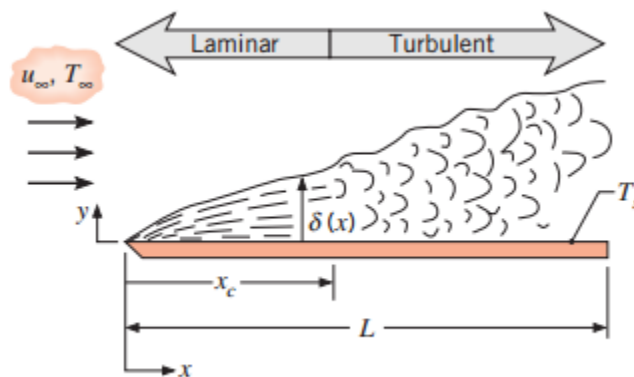


Figura 39 Ilustración 1 Placa plana en flujo paralelo.(INCROPERA & DEWITT, n.d.)

Como puede verse en la Figura 39 la capa límite se desarrolla en el borde de la placa y al principio el flujo está dentro del régimen laminar, y la transición al régimen turbulento se da en x_c cuando se alcanza el número crítico de Reynolds.

La siguiente correlación tiene en cuenta los efectos de ambas zonas de flujo para el cálculo del número de Nusselt:

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = (0.037Re_L^{0.8} - 871), Pr^{0.333} \quad \text{Ecn. 63}$$

Esto se aplica para $0.6 < Pr < 60$, $55 \times 10^5 < Re_L < 10^8 - 871$ y $Re_{critico} = 5 \times 10^5$

Para flujo enteramente laminar se tiene:

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = 0.664Re_L^{0.5} Pr^{0.333} \quad \text{Ecn. 64}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Para $Pr > 0.6$

Cuando el flujo se da por convección natural y la placa está vertical se tiene que el número de Nusselt se haya como:

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{0.166}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{0.5625}\right)^{0.2963}} \right\}^2 \quad \text{Ecn. 65}$$

Donde:

$$Ra_L = \frac{g\beta(|T_s - T_\infty|)L^3}{\alpha\nu}$$

Con todas las propiedades evaluadas a la temperatura promedio.

Para el caso de la placa inclinada se tiene debe cambiarse g por $g\cos\theta$ donde θ es el ángulo de inclinación.

Para la placa horizontal con convección natural se tiene que el coeficiente de convección para la superficie superior de una placa calentada o para la superficie inferior de una placa enfriada es:

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = 0.54 Ra_L^{0.25} \quad 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7 \quad \text{Ecn. 66}$$

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = 0.15 Ra_L^{0.333} \quad 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$$

Y para la superficie inferior de una placa calentada o la superficie superior de una placa enfriada se tiene:

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = 0.27 Ra_L^{0.25} \quad 10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10} \quad \text{Ecn. 67}$$

Diámetro hidráulico

Debido a que algunas tuberías empleadas para aplicaciones térmicas no son siempre de sección transversal circular se emplea el concepto de diámetro hidráulico para llevar a cabo los cálculos. El diámetro hidráulico se define como cuatro veces el área transversal sobre el perímetro mojado:

$$D_h = \frac{4A_{transversal}}{P_{mojado}} \quad \text{Ecn. 68}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El flujo másico se expresa como:

$$m = \rho * u_m * A_{transversal} \quad \text{Ecn. 69}$$

Donde ρ es la densidad y u_m es la velocidad media del fluido.

Caída de presión en tuberías.

Para la modelar el comportamiento de los fluidos primeramente se empleó a Ecn. del Bernoulli, sin embargo, esta solo describe fluidos ideales. Para fluidos reales se necesita aplicar unas correcciones al a Ecn. original ya que debido a los efectos viscosos (fricción) que no permiten una distribución uniforme de la velocidad. La Ecn. corregida queda como(White, 2004)

$$\left(\frac{P}{\rho g} + \alpha \frac{u_m^2}{2g} + z\right)_1 = \left(\frac{P}{\rho g} + \alpha \frac{u_m^2}{2g} + z\right)_2 + h_f - h_b \quad \text{Ecn. 70}$$

Donde α es un factor de corrección de energía cinética que para flujo laminar $\alpha \approx 2.0$ y para flujo turbulento $\alpha \approx 1.0$; h_f es la cabeza de perdidas por fricción y h_b es la cabeza de bomba.

Para el cálculo de la cabeza de perdida que el fluido está totalmente desarrollado, y así la suma de fuerzas en un elemento del flujo será cero. Se dice que el flujo está totalmente desarrollado cuando el gradiente de presión permanece constante y el perfil de velocidad tiene despreciable variación.

En una tubería la longitud de entrada L_e cómo se observa en la Figura 40, es la distancia en la cual es fluido alcanza su desarrollo y puede ser estimada mediante la siguiente formula:

$$\frac{L_e}{D} \approx 0.06Re_D \quad \text{Ecn. 71}$$

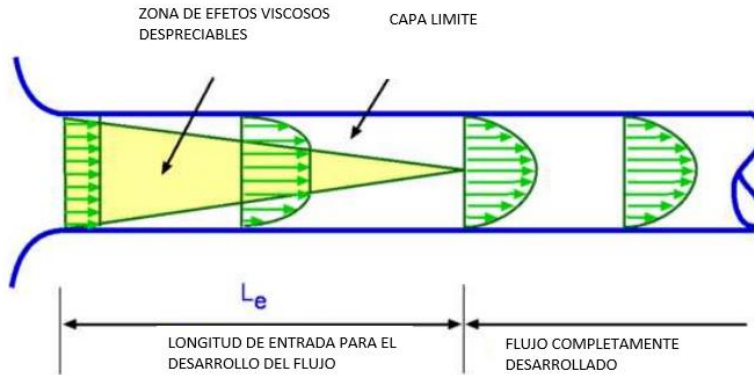


Figura 40 perfil de velocidad a la entrada de una tubería.

La cabeza de pérdida se puede determinar al realizar un balance de momentum, pero se han elaborado correlaciones empíricas. En estas se emplea un término conocido como el factor de fricción que es función de la rugosidad y geometría del conducto, así como del número de Reynolds. la cabeza de pérdidas es expresada como:

$$h_f = f \frac{L u^2}{D 2g} \quad \text{Ecn. 72}$$

Donde f es el factor de fricción, L y D la longitud y el diámetro de la tubería, y g la gravedad.

A esta Ecn. solo tiene en cuenta las pérdidas por los tramos de la tubería, así que para hallar la cabeza total de pérdidas se le deben adicionar términos debido a las pérdidas por accesorios como codos y válvulas, por ejemplo.

Para el cálculo del factor de fricción f puede emplearse la fórmula de Colebrook que incluye los efectos de la rugosidad relativa (ϵ/D):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re_D \sqrt{f}} \right) \quad \text{Ecn. 73}$$

Esta fórmula es implícita para f por lo que se debe iterar. Para evitar este tedioso procedimiento se elaboró la representación gráfica de la fórmula de Colebrook conocida como el diagrama de Moody que puede verse en el apéndice B

La siguiente tabla presenta algunos valores típicos de rugosidad para tubería de diferentes tipos de material y procesos de manufactura.

Material	Condición	ft	mm
Acero	de lámina metálica (nuevo)	0.00016	0.05
	Inoxidable (nuevo)	0.000007	0.002
	Comercial (nuevo)	0.00015	0.046
	Remachado	0.01	3.0
	Oxidado	0.007	2.0
Hierro	Fundido (nuevo)	0.00085	0.26
	Forjado (nuevo)	0.00015	0.046
	Galvanizado (nuevo)	0.0005	0.15
	Asfaltado	0.0004	0.12
Cobre	Estirado (nuevo)	0.000007	0.002
Plástico	Tubería estirada	0.000005	0.0015
Vidrio	liso		liso
Caucho	Alisado	0.000033	0.01
Madera	Liso (duela)	0.0016	0.5
Concreto	Alisado	0.00013	0.04
	Aspero	0.007	2.0

Tabla 14 Rugosidad según material y condición.

Transferencia de calor en tuberías

Debido a que el flujo en tubería está confinado, se puede realizar un balance de energía para determinar cómo varía la temperatura del fluido a lo largo de la tubería y como se relaciona está con la transferencia total de energía al fluido por medio de la convección.

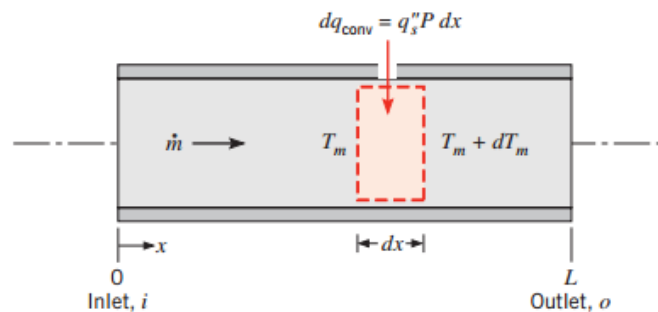


Figura 41 volumen de control.(INCROPERA & DEWITT, n.d.)

A partir del balance de energía se desprenden una Ecn. diferencial que tiene diversas soluciones dependiendo de las condiciones de frontera.

Para el caso de flujo constante de calor por la superficie se tiene que:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Ecn. 74

$$Q_{conv} = q * (P * L)$$

Donde q es el flujo de calor por área, P el perímetro y L la longitud.

Se desprende que la temperatura en función de x será:

Ecn. 75

$$T(x) = T_i + \frac{q * P}{mCp} * x$$

Para el caso de temperatura superficial constante se tiene que la temperatura en función de x es:

Ecn. 76

$$\frac{T_s - T(x)}{T_s - T_i} = \exp\left(-\frac{P * x}{mCp} h\right)$$

Donde h es el coeficiente de convección al interior de la tubería.

La transferencia de calor será:

Ecn. 77

$$Q_{conv} = hA_s T_{lm}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right)}$$

Cuando lo que permanece constante no es la temperatura superficial sino la temperatura del exterior se tiene que:

Ecn. 78

$$\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \frac{T_\infty - T(x)}{T_\infty - T_i} = \exp\left(-\frac{UA}{mCp}\right) = \exp\left(-\frac{1}{mCpR_{tot}}\right)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor.

Así:

Ecn. 79

$$Q_{conv} = \frac{\Delta T_{lm}}{R_{tot}}$$

Para el cálculo del número de Nusselt al interior de las tuberías en régimen laminar se tiene que Nuss= 4.36 para flujo de calor constante y Nuss= 3.66 para temperatura superficial constante.

Para régimen laminar se tiene la siguiente correlación:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$Nu = \frac{hD}{k_f} = 0.023Re_L^{0.8}Pr^n \quad \text{Ecn. 80}$$

Donde $n=0.4$ para calentamiento y $n=0.3$ para enfriamiento. Esto se aplica para $0.7 < Pr < 160$, $5Re_L > 10^4$ y $\frac{L}{D} > 10$

En el caso de convección natural des de un cilindro con un medio que lo rodea la correlación es:

$$Nu = \frac{hD}{k_f} = \left\{ 0,60 + \frac{\left(0,387 * (Rad)^{\frac{1}{6}} \right)}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

Transferencia de calor por radiación.

La radiación térmica da cuenta de la taza a la que la materia emite energía debido a su temperatura finita. Es relacionada a la energía liberada producto de la oscilación o transición de los electrones, vibración debida a la temperatura.

La propagación se da por medio de partículas llamadas fotones, o puede verse como la propagación de ondas electromagnéticas de diversa longitud de onda.

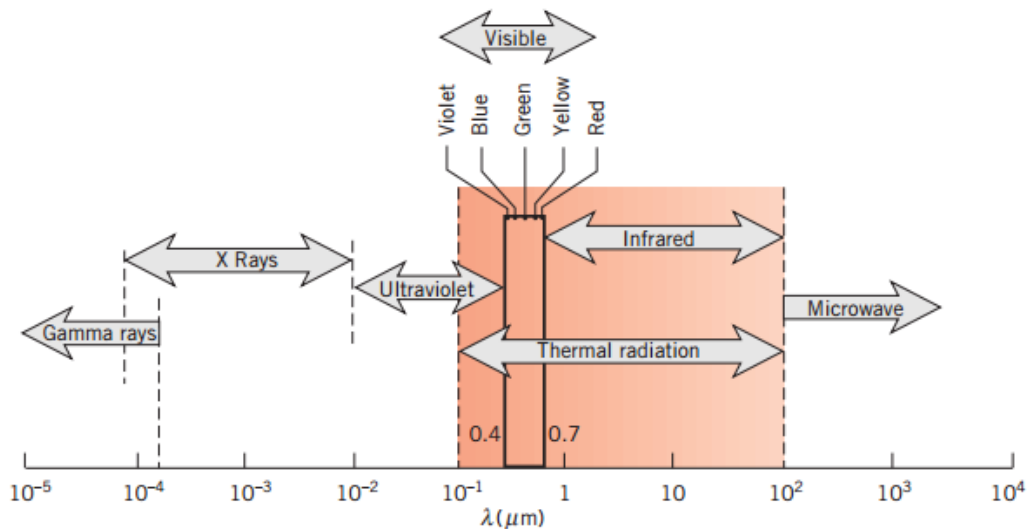


Figura 42 Espectro electromagnético.(INCROPERA & DEWITT, n.d.)

En la Figura 42 puede verse el espectro electromagnético completo, pero como está allí resaltado la una franja de interés para el cálculo de la transferencia de calor es la radiación térmica que va de los 0.1 μm a los 100 μm , esta franja la conforman la radiación ultravioleta, infrarroja y visible. Un cuerpo a cierta temperatura emite radiación a diferentes longitudes de onda del espectro.

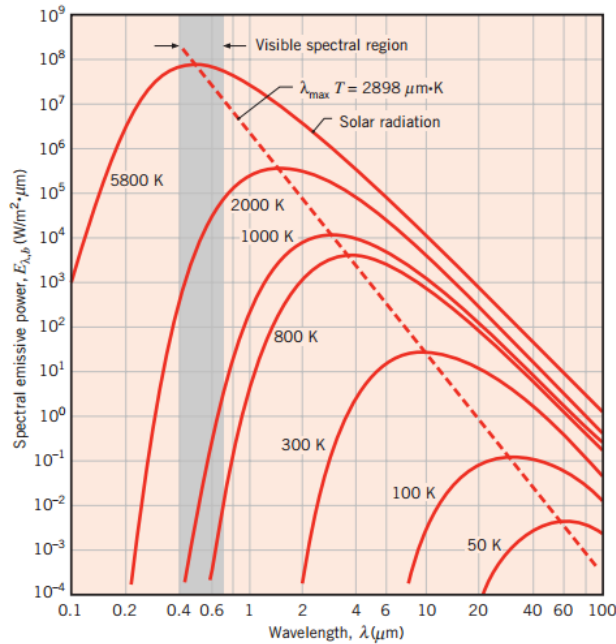


Figura 43 Poder espectral de radiación del cuerpo negro. (INCROPERA & DEWITT, n.d.)

La Emisión total E es la cantidad de energía por segundo que un cuerpo libera por unidad de área; la Irradiación total G es la cantidad de energía por segundo por unidad de área que incide sobre una superficie; y la Radiosidad total simbolizada como J denota la cantidad de energía Emitida y reflejada por segundo de un cuerpo por unidad de superficie.

La emisión total de un cuerpo es la sumatoria de la energía emitida a cada longitud de onda como se ve en la Figura 43, que para un cuerpo negro una vez realizada la integración se tiene que:

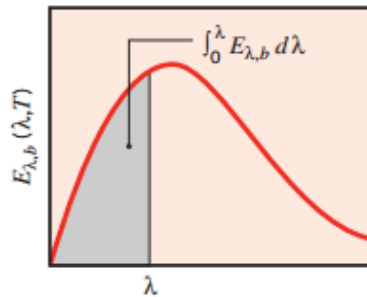
$$E_b = \sigma T^4 \quad \text{Ecn. 81}$$

Para el cálculo de una superficie real es conveniente emplear una constante que depende de la superficie, igual a la razón entre la emisión de la superficie sobre la del cuerpo negro a la misma temperatura. Dicha constante que se conoce como la emisividad total ϵ , y es la suma de las emisividades a diferentes longitudes de onda. Así la emisión de una superficie real será:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$E = \varepsilon E_b = \varepsilon \sigma T^4$$

Ecn. 82



$$E_b = \int_0^{\infty} \frac{C_1}{\lambda^5 [\exp(C_2/\lambda T) - 1]} d\lambda$$

Figura 44 Emisión del cuerpo negro a cierta temperatura.(INCROPERA & DEWITT, n.d.)

La radiación incidente en una superficie semitransparente puede ser absorbida, reflejada o transmitida. El balance de energía que se muestra en la Figura 45 está hecho para una longitud de onda dada. Para un medio opaco se elimina el termino de transmisión.

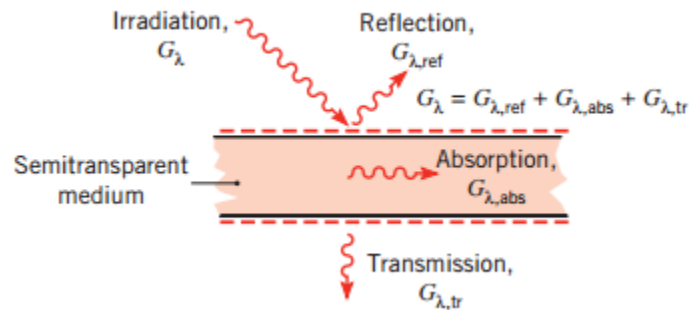


Figura 45 Absorción, transmisión y reflexión en un medio semitransparente.(INCROPERA & DEWITT, n.d.)

La absorptividad total α es la propiedad que determina la porción de irradiación absorbida por una superficie en todas las longitudes de onda.

La reflectividad total ρ es la propiedad que determina la porción de irradiación reflejada por una superficie en todas las longitudes de onda.

La transmisividad total τ es la propiedad que determina la porción de irradiación transmitida por una superficie en todas las longitudes de onda.

Para un medio semitransparente se tiene que para una longitud de onda dada:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\rho_{\lambda} + \alpha_{\lambda} + \tau_{\lambda} = 1$$

Ecn. 83

Para el promedio de todo el espectro:

$$\rho + \alpha + \tau = 1$$

Ecn. 84

Para un medio opaco:

$$\rho + \alpha = 1$$

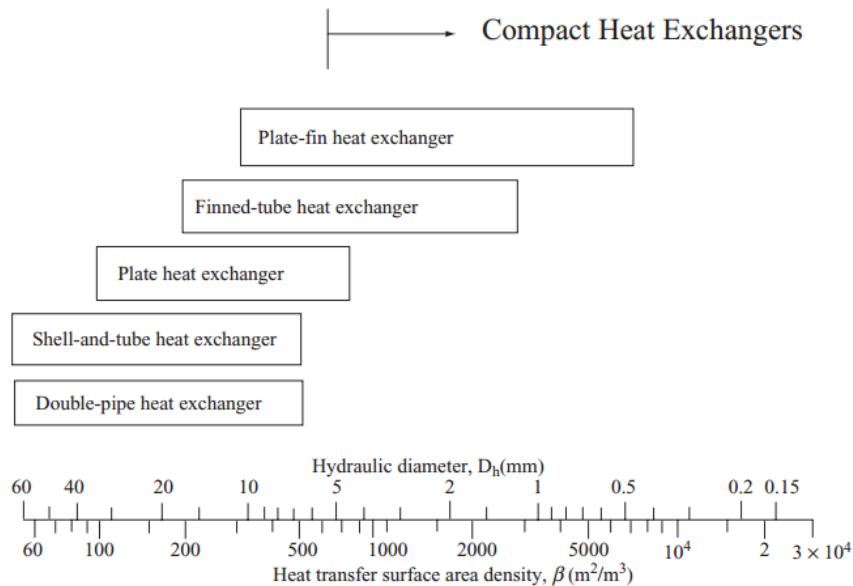
Ecn. 85

Generalidades de los Intercambiadores de calor

En el cálculo de intercambiadores de calor se presentan dos tipos de problemas que son los problemas de diseño y los problemas de desempeño. El primero hace referencia a los problemas en los cuales se tiene conocimiento de las temperaturas de entrada y salida deseadas de los fluidos implicados, por ejemplo, para el caso de diseño del refrigerador por absorción esto se da en el evaporador, condensador, absorbedor, generador y en el condensador de reflujo donde se conocen además las temperaturas, los flujos máscicos requeridos que hacen posible suplir las necesidades de refrigeración; de este modo el problema es seleccionar el tipo de intercambiador más adecuado y sus dimensiones para que cumplan con las necesidades de diseño. los problemas de desempeño se refieren a situaciones en las que se ha seleccionado un intercambiador de calor y el objetivo es determinar las tazas de transferencia de calor y la temperatura final de los fluidos involucrados, este tipo de problema es del dispositivo requerido para hace que la solución débil que abandona el generador le ceda calor a la solución fuerte entrante al mismo.

Debido a que el volumen es una restricción para el diseño de refrigeradores se busca maximizar su rendimiento ocupando menor espacio. Un intercambiador de calor es más compacto entre mayor sea la relación entre su área de transferencia de calor y su volumen, relación conocida como densidad de superficie β (m²/m³)(Lee, 2011).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Gráfica 1 tipos de intercambiadores y su densidad superficial(Lea, 2011).

Contraflujo y flujo paralelo

Al considerar el flujo a través de dos vías a contraflujo unidas por una pared como se observa en la Figura 46 (a) y el flujo paralelo (b) donde el subíndice 1 y 2 denota el fluido caliente y frío respectivamente, y los subíndices i y o indican la entrada y la salida respectivamente, el flujo másico es denotado por m ; al comparar las gráficas de distribución de temperaturas puede observarse que la temperatura de la pared denotada por la línea punteada es constante para el flujo paralelo y variable para el contraflujo. La transferencia de calor puede calcularse por medio de un balance de energía. Para el fluido caliente:

$$q = m_1 * c_{p1} * (T_{1i} - T_{1o}) \quad \text{Ecn. 86}$$

Para el fluido frío:

$$q = m_2 * c_{p2} * (T_{2i} - T_{2o}) \quad \text{Ecn. 87}$$

El balance también puede hacerse en términos de coeficiente total de transferencia de calor:

$$q = U * A * \Delta T_{lm} \quad \text{Ecn. 88}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad \text{Ecn. 89}$$

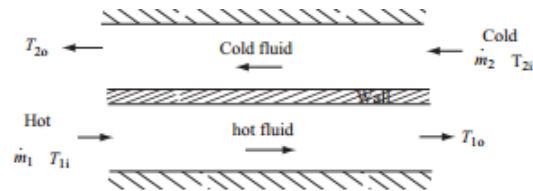
$$\Delta T_1 = T_{1i} - T_{2i} \text{ y } \Delta T_2 = T_{1o} - T_{2o} \text{ para flujo paralelo}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

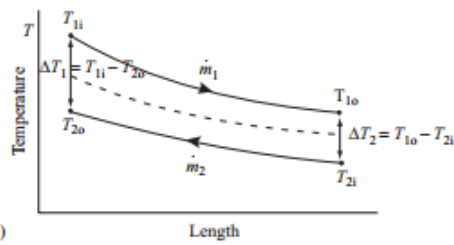
$$\Delta T_1 = T_{1i} - T_{2o} \text{ y } \Delta T_2 = T_{1o} - T_{2i} \text{ para contraflujo}$$

El área de transferencia de calor A será:

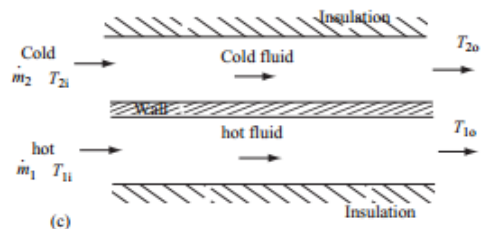
$$A_1 = P_1 L \text{ ó } A_2 = P_2 L$$



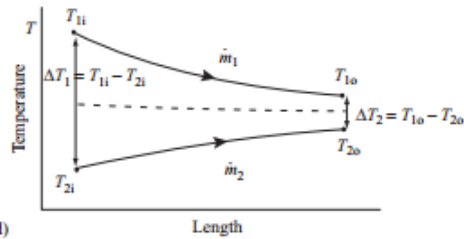
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 46 disposición en contraflujo: (a) esquema de contraflujo y (b) distribución de temperatura. disposición de flujo paralelo: (c)esquema de flujo paralelo y (d) la distribución de temperaturas(Lee, 2011)

Coeficiente global de transferencia de calor

Si se construye un “circuito” (haciendo el símil con un circuito eléctrico) a través de la pared entre las vías por las cuales circulan el fluido frío y caliente, la tasa de transferencia de calor (“corriente”)

quedara expresada en términos de la resistencia térmica y la diferencia media logarítmica de la temperatura:

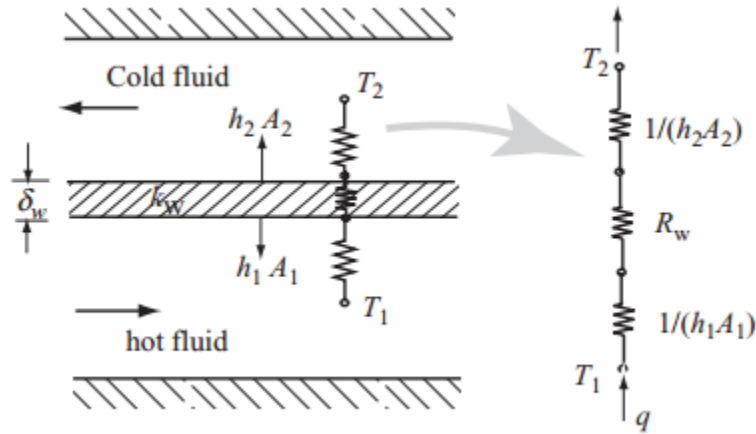


Figura 47 circuito térmico(Lee, 2011)

Ilustración 2

$$q = \frac{T_{1i-1o} - T_{2i-2o}}{\frac{1}{UA}} = \frac{\Delta T_{lm}}{\frac{1}{h_1 \cdot A_1} + R_w + \frac{1}{h_2 \cdot A_2}} \quad \text{Ecn. 90}$$

Donde R_w es la resistencia del muro que dependerá de la forma de la sección transversal del mismo.

Así el coeficiente global de transferencia de calor se expresa como:

$$U = \frac{\frac{1}{A}}{\frac{1}{h_1 \cdot A_1} + R_w + \frac{1}{h_2 \cdot A_2}} \quad \text{Ecn. 91}$$

Método “Effectiveness-NTU”.

Esta metodología es empleada para analizar el comportamiento de un intercambiador de calor con modelo y dimensiones ya establecidas.

Para el cálculo se hace referencia al *heat capacity rate (hcr)* que es la multiplicación de flujo másico y el calor específico de la sustancia.

$$C = mC_p \quad \text{Ecn. 92}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Considerando que el fluido que tenga menor hcr ganará o perderá más fácilmente energía térmica se llega a que:

$$q_{max} = C_{min} * (T_{1i} - T_{2i}) \quad \text{Ecn. 93}$$

La efectividad ε es dada por:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{T_{1i} - T_{1o}}{T_{1i} - T_{2i}}$$

De donde se despeja que:

$$q = \varepsilon * C_{min} * (T_{1i} - T_{2i}) \quad \text{Ecn. 94}$$

La *heat transfer unit* (NTU) se define como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad \text{Ecn. 95}$$

Adicional se define la relación siguiente:

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{T_{2o} - T_{2i}}{T_{1i} - T_{1o}} \quad \text{Ecn. 96}$$

Las correlaciones para el cálculo de la efectividad ε dependen del tipo de flujo presente en el intercambiador de calor como se muestra en la Figura 48.

Flow arrangement	Effectiveness
Parallel flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Counterflow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$
Crossflow (single pass)	
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\left(\frac{1}{C_r}\right) NTU^{0.22} [\exp(-C_r \cdot NTU^{0.78}) - 1]\right\}$
C_{max} mixed, C_{min} unmixed	$\varepsilon = \frac{1}{C_r} (1 - \exp\{-C_r [1 - \exp(-NTU)]\})$
C_{min} mixed, C_{max} unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{C_r} [1 - \exp(-C_r \cdot NTU)]\right\}$
All exchangers ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

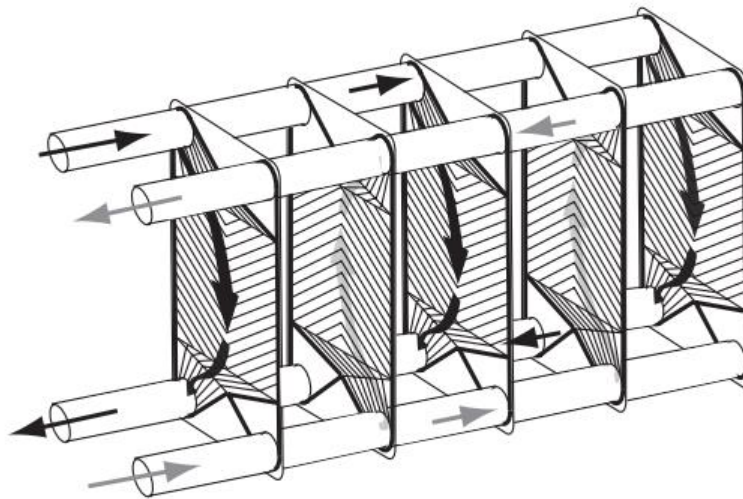
Figura 48 tabla efectividad de intercambiador de calor(Lee, 2011)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Intercambiador de calor de platos

consiste en un arreglo de platos o laminas metalizas con un patrón de corrugación por el cual fluyen intercalados los fluidos que intercambian calor. La corrugación hace que el paso del fluido sea estrecho e interrumpido lo que aumenta los esfuerzos cortantes que hacen turbulento el flujo. La corrugación también sirve para rigidizar los platos y forman el espaciado entre platos. Cada plato tiene cuatro esquinas por las cuales pasan los fluidos de interés. El ángulo de inclinación β usualmente es de 30° , 45° o 60° a mayor ángulo mayor será la resistencia.

El problema asociado con este tipo de intercambiador es el ajuste optimo entre la transferencia de calor y la caída de presión.



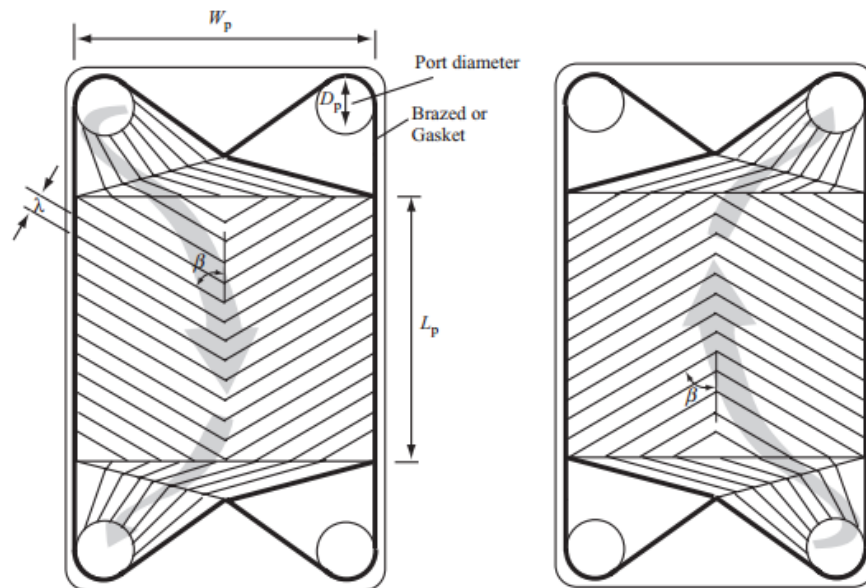


Figura 49 Esquema plato corrugado. (Lee, 2011)

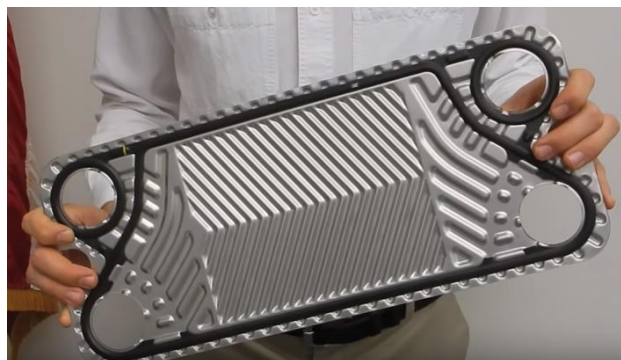


Figura 50 plato corrugado real. ("Plate Type Heat Exchangers - YouTube," n.d.)



Figura 51 explosionado del intercambiador. ("Plate Heat Exchangers | Heat Exchanger Plates & Gaskets | WCR," n.d.)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

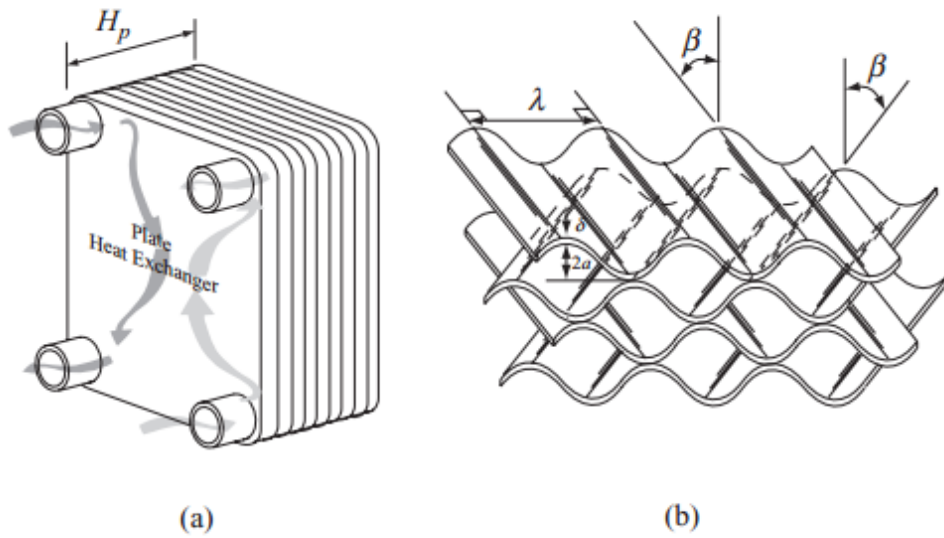


Figura 52(a) intercambiador ensamblado y (b) geometría interior. (Lee, 2011)

la longitud de onda de la corrugación λ es conocida como el paso, la amplitud de corrugación es denotada $2a$, con a siendo la amplitud de la corrugación sinusoidal y δ el espesor del plato.

El número de ondas N_λ es calculado dividiendo el ancho pro el paso:

$$N_\lambda = \frac{W_p}{\lambda} \tag{Ecn. 97}$$

Se puede calcular el número de canales por cada fluido como:

$$N_c = \frac{N_t + 1}{2N_p} \tag{Ecn. 98}$$

Donde N_t es el número de platos y N_p el número de pases, un pase es un grupo de canales que fluyen en la misma dirección.

La amplitud a se expresa en términos de la altura del intercambiador como:

$$a = \frac{1}{2} * \left(\frac{H_p}{N_t + 1} - \delta \right) \tag{Ecn. 99}$$

La ondulación de la superficie puede ser representada por medio de dos parámetros adimensionales que son el radio de corrugación y el factor de ampliación de superficie.

El radio de corrugación se define como:

$$\gamma = \frac{4a}{\lambda} \tag{Ecn. 100}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Cuando γ se obtiene un plato plano paralelo, así $\gamma > 0$ es un indicativo de la ampliación del área también es decir de lo compactado de la superficie, cuyos valores óptimos se obtienen con $0.2 < \gamma < 0.6$.

Y el factor de ampliación de superficie como:

$$\Phi = \frac{\text{area corrugada}}{\text{area proyectada}} \quad \text{Ecn. 101}$$

El área corrugada puede ser calculada por medio de la ampliación de longitud por ondulación:

$$L_\lambda = \int_0^\lambda \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi a}{\lambda} \cos\left(\frac{2\pi x}{\lambda}\right)\right)^2} dx \quad \text{Ecn. 102}$$

Así el área corrugada será:

$$A_t = 2L_\lambda N_\lambda L_p N_c \quad \text{Ecn. 103}$$

El área de flujo libre se calcula como:

$$A_c = 2aW_p N_c \quad \text{Ecn. 104}$$

Finalmente, el factor de ampliación se expresa como:

$$\Phi = \frac{2L_\lambda N_\lambda L_p N_c}{2W_p L_p N_c} = \frac{2L_\lambda N_\lambda}{2W_p} \quad \text{Ecn. 105}$$

Para corrugación sinusoidal se tiene:

$$\Phi \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}}\right) \quad \text{Ecn. 106}$$

Donde $X = \frac{2\pi a}{\lambda}$

El diámetro hidráulico de un intercambiador de platos es:

$$D_h = \frac{4A_c L_p}{P_{mojado} L_p} = \frac{4A_c L_p}{A_t} = \frac{4a}{\Phi} \quad \text{Ecn. 107}$$

El factor de ficción del intercambiador viene dado por:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$f = \left[\frac{\cos\beta}{(0.045\tan\beta + 0.09\sin\beta + \frac{f_0}{\cos\beta})^{0.5}} + \frac{1 - \cos\beta}{\sqrt{3.8f_1}} \right]^{-0.5} \quad \text{Ecn. 108}$$

Don de:

$$f_0 \left\{ \begin{array}{l} \frac{16}{Re} \text{ para } Re < 2000 \\ (1.56 \ln Re - 3.0)^{-2} \text{ para } Re > 2000 \end{array} \right\} \quad \text{Ecn. 109}$$

$$f_1 \left\{ \begin{array}{l} \frac{149.25}{Re} + 0.9625 \text{ para } Re < 2000 \\ \frac{9.75}{Re^{0.289}} \text{ para } Re > 2000 \end{array} \right\} \quad \text{Ecn. 110}$$

El número de Nusselt es expresado como:

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f} = 0.205Pr^{0.333}(fRe^2\sin 2\beta)^{0.374} \quad \text{Ecn. 111}$$

La caída de presión en los canales se expresa como:

$$\Delta P_f = \frac{2fL}{D_h} \frac{G^2}{\rho} N_p \quad \text{Ecn. 112}$$

Donde $G = \frac{m}{A_c}$

La caída de presión en el pörtico se expresa como:

$$\Delta P_p = \frac{1.5N_p G_p^2}{2\rho} \quad \text{Ecn. 113}$$

Donde $G_p = \frac{4m}{\pi D_p^2}$

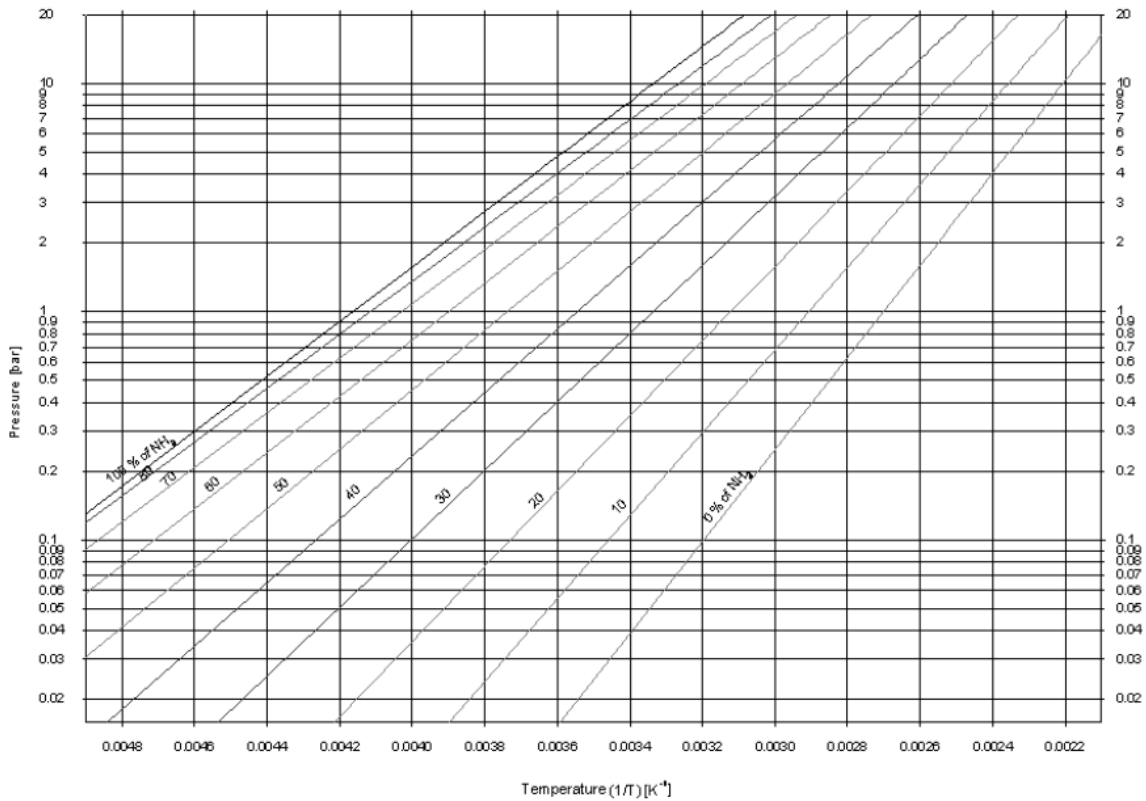
Así la caída de presión total será;

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_p \quad \text{Ecn. 114}$$

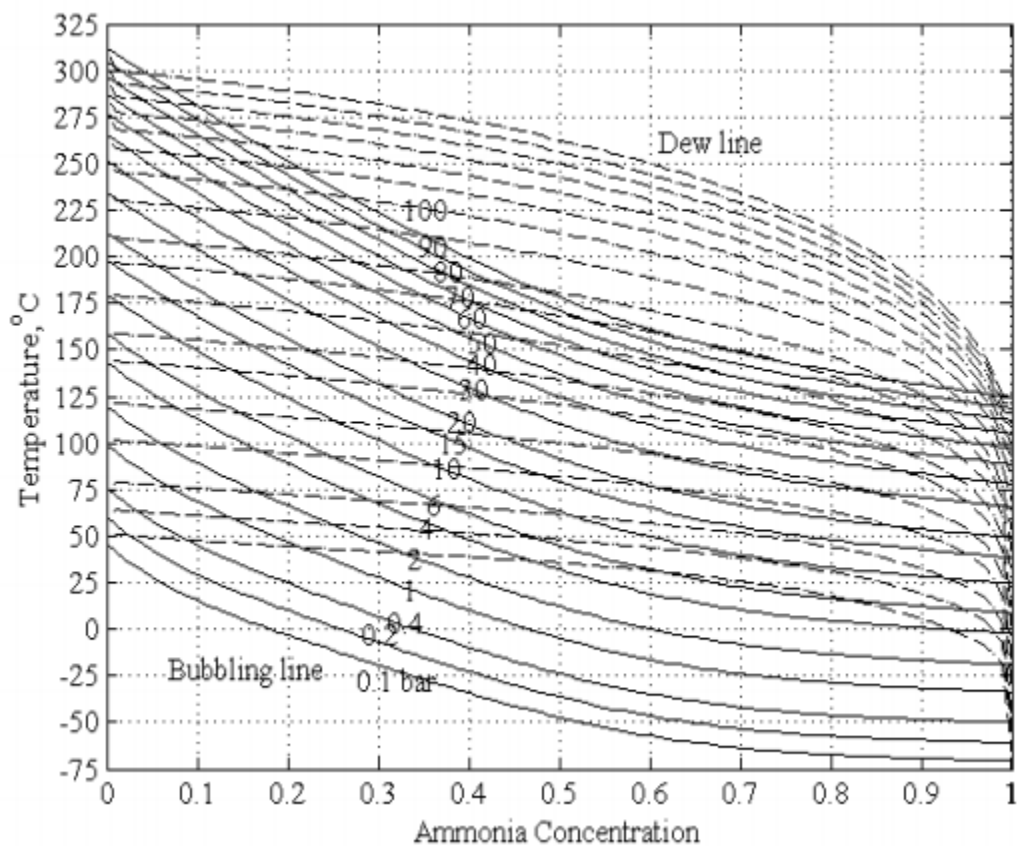
El diámetro de pörtico es diseñado de tal manera que la caída de presión sea menor al 10 por ciento del total de perdida de presión aunque en algunos diseños va hasta un 25 a 30 porciento(Lee, 2011).

Apéndice B

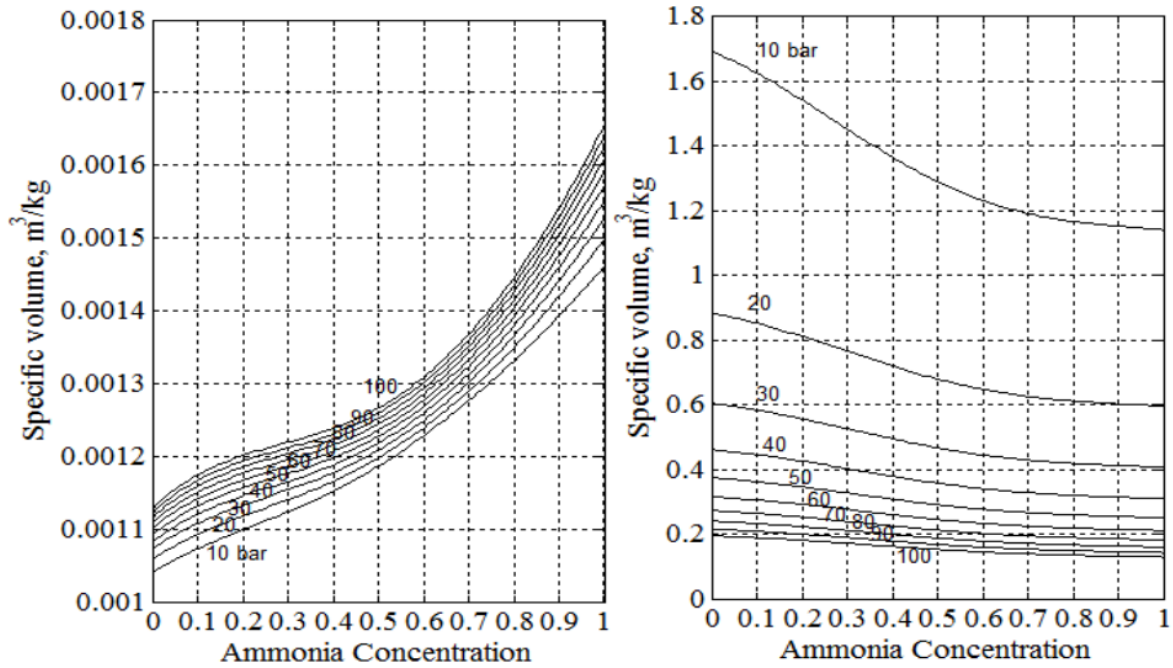
Propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua



Gráfica 2 Grafica de concentración en función de la presión y la temperatura.(KHERRIS, MAKHLOUF, ZEBBAR, & SEBBANE, n.d.)



Gráfica 3 concentración en función de la presión y la temperatura. (Ganesh et al, 2010)



Gráfica 4 volumen específico NH₃.H₂O líquido saturado (izquierda) y vapor saturado (derecha)(Ganesh et al, 2010)

Table A.6 Dew point temperature, °C

x	Pressure, bar																			
	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	2.0	4.0	6.0	8.0	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	60.50	76.10	86.02	93.48	99.53	120.00	143.47	158.85	170.59	180.06	198.96	213.14	234.96	251.68	265.39	277.10	287.38	296.57	304.90	312.53
0.1	60.99	75.79	85.26	92.41	98.22	117.93	140.48	155.17	166.31	175.40	192.95	206.24	226.25	241.38	253.68	265.10	273.19	281.26	288.53	295.17
0.2	57.77	72.39	81.75	88.81	94.54	114.00	136.25	150.75	161.76	170.73	188.06	201.19	220.96	235.91	248.07	258.37	267.35	275.33	282.53	289.09
0.3	54.69	69.01	78.16	85.07	90.69	109.74	131.55	145.77	156.57	165.38	182.40	195.30	214.74	229.45	241.41	251.55	260.39	268.24	275.33	281.80
0.4	51.53	65.47	74.38	81.10	86.56	105.09	126.32	140.18	150.70	159.29	175.90	188.50	207.48	221.86	233.56	243.48	252.13	259.82	266.76	273.09
0.5	48.01	61.57	70.21	76.72	82.01	99.94	120.47	133.86	144.04	152.35	168.42	180.63	199.02	212.96	224.30	233.92	242.32	249.78	256.52	262.67
0.6	43.76	57.03	65.43	71.74	76.84	94.11	113.82	126.65	136.41	144.36	159.75	171.43	189.05	202.40	213.27	222.50	230.54	237.70	244.16	250.06
0.7	38.27	51.44	59.65	65.77	70.71	87.27	106.02	118.17	127.39	134.90	149.41	160.41	177.00	189.57	199.80	208.48	216.06	222.80	228.88	234.44
0.8	30.74	44.03	52.14	58.10	62.87	78.65	96.22	107.51	116.03	122.96	136.29	146.39	161.58	173.08	182.43	190.37	197.29	203.45	209.01	214.09
0.9	19.26	32.75	40.72	46.46	50.99	65.66	81.57	91.62	99.14	105.23	116.90	125.69	131.87	148.84	156.93	163.80	169.78	175.11	179.91	184.30
1	-60.78	-49.96	-43.03	-37.79	-33.52	-18.96	-2.08	9.09	17.68	24.60	38.62	49.14	65.50	78.11	88.51	97.43	105.28	112.32	118.71	124.58

Tabla 15 Punto de rocío mezcla NH₃.H₂O (Ganesh et al, 2010)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Table A.7 Saturated liquid enthalpy of ammonia-water mixture, kJ/kg

x	Pressure, bar																			
	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	2.0	4.0	6.0	8.0	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	252.4	317.87	359.54	390.93	416.44	503.1	603.6	670.1	721.4	763.78	847.17	911.92	1012.1	1090.4	1155.6	1212.1	1262.3	1307.6	1349.1	1387.5
0.1	55.87	121.49	163.19	194.56	220.03	306.6	406.9	473.6	525.2	567.94	652.36	718.27	820.96	901.73	969.48	1028.5	1081.1	1128.8	1172.6	1213.3
0.2	-91.72	-28.97	10.89	40.88	65.25	148.1	244.4	308.6	358.4	399.83	481.88	546.23	647.03	726.78	793.99	850.72	905.28	953.10	997.14	1038.1
0.3	-221.5	-160.7	-122.2	-93.23	-69.72	10.13	102.8	164.6	212.6	252.52	331.76	394.06	491.92	569.61	635.27	692.80	744.39	791.42	834.81	875.22
0.4	-332.5	-272.1	-234.0	-205.4	-182.3	-104.1	-13.80	46.24	92.76	131.40	208.19	268.56	363.48	438.95	502.82	558.87	609.19	655.12	697.54	737.08
0.5	-414.7	-353.7	-315.5	-286.9	-263.9	-186.4	-97.53	-38.71	6.75	44.46	119.28	178.05	270.42	343.88	406.09	460.70	509.78	554.59	596.01	634.65
0.6	-458.5	-397.1	-358.7	-330.2	-307.3	-230.3	-142.5	-84.67	-40.04	-3.07	70.19	127.68	217.99	289.80	350.63	404.05	452.08	495.95	536.51	574.36
0.7	-459.6	-398.9	-361.1	-332.9	-310.3	-234.5	-148.2	-91.39	-47.57	-11.27	60.64	117.07	205.75	276.29	336.07	388.59	435.83	478.99	518.92	556.18
0.8	-421.6	-363.2	-326.8	-299.7	-277.8	-204.3	-120.3	-64.77	-21.86	13.71	84.31	139.82	227.16	296.73	355.75	407.64	454.32	497.01	536.50	573.36
0.9	-355.1	-300.9	-266.8	-241.3	-220.6	-150.7	-69.87	-16.00	25.79	60.56	129.81	184.42	270.61	339.43	397.89	449.33	495.65	538.01	577.21	613.81
1	-274.0	-226.0	-195.2	-171.9	-152.9	-87.7	-10.99	40.80	81.30	115.15	182.93	236.66	321.80	390.00	448.03	499.15	545.20	587.34	626.35	662.78

Tabla 16 entalpia NH3.H2O liquido saturado (Ganesh et al, 2010)

Table A.8 Saturated vapor enthalpy of ammonia-water mixture, kJ/kg

x	Pressure, bar																			
	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	2.0	4.0	6.0	8.0	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	2612.2	2639.0	2655.6	2667.7	2677.2	2708.1	2739.8	2758.3	2771.1	2780.6	2796.9	2807.1	2818.9	2824.8	2827.7	2828.6	2828.4	2827.3	2825.6	2823.5
0.1	1548.1	1634.1	1690.4	1732.5	1766.3	1876.0	1989.6	2056.1	2102.8	2138.3	2200.9	2243.2	2298.7	2334.4	2359.6	2378.2	2392.4	2403.5	2412.3	2419.4
0.2	1359.8	1406.5	1439.9	1466.4	1488.7	1567.3	1658.9	1717.4	1760.4	1794.5	1856.9	1900.9	1961.1	2001.5	2031.0	2053.5	2071.1	2085.3	2096.8	2106.3
0.3	1296.3	1327.5	1349.3	1366.6	1381.2	1433.8	1498.3	1541.6	1574.5	1601.1	1651.2	1687.6	1738.8	1774.0	1799.9	1819.8	1835.5	1848.1	1858.3	1866.7
0.4	1256.9	1282.5	1299.7	1312.9	1323.9	1362.7	1409.6	1441.2	1465.5	1485.2	1522.9	1550.5	1589.5	1616.3	1635.9	1650.6	1662.0	1670.7	1677.5	1682.7
0.5	1227.0	1250.0	1265.1	1276.5	1285.8	1317.6	1354.5	1378.6	1396.9	1411.7	1439.5	1459.6	1487.3	1505.6	1518.1	1526.9	1532.9	1536.8	1539.1	1540.1
0.6	1204.9	1226.5	1240.3	1250.7	1259.1	1287.1	1318.2	1337.7	1352.1	1363.5	1384.2	1398.5	1416.8	1427.4	1433.2	1436.0	1436.4	1435.0	1432.3	1428.5
0.7	1190.4	1210.9	1224.0	1233.7	1241.5	1267.1	1294.5	1311.1	1323.0	1332.0	1347.7	1357.7	1368.5	1372.5	1372.3	1369.4	1364.4	1357.8	1350.1	1341.2
0.8	1182.2	1201.8	1214.3	1223.5	1230.8	1254.7	1279.6	1294.2	1304.3	1311.7	1323.8	1330.4	1335.3	1333.7	1328.3	1320.3	1310.3	1298.9	1286.2	1272.5
0.9	1177.7	1196.7	1208.6	1217.4	1224.4	1246.9	1269.8	1282.9	1291.6	1297.7	1306.9	1310.9	1310.7	1304.3	1294.2	1281.4	1266.8	1250.6	1233.1	1214.7
1	1174.6	1192.9	1204.4	1212.8	1219.5	1240.7	1261.9	1273.5	1281.0	1286.0	1292.5	1294.0	1289.1	1278.0	1263.1	1245.5	1225.9	1204.7	1182.2	1158.6

Tabla 17 entalpia NH3.H2O vapor saturado (Ganesh et al, 2010)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Table A.9 Saturated liquid entropy of ammonia-water mixture, kJ/kg-K

x	Pressure, bar																			
	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	2.0	4.0	6.0	8.0	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	0.83	1.03	1.14	1.23	1.30	1.52	1.77	1.93	2.05	2.14	2.32	2.45	2.65	2.80	2.92	3.02	3.11	3.19	3.26	3.32
0.1	0.46	0.68	0.80	0.90	0.97	1.22	1.49	1.66	1.78	1.89	2.08	2.23	2.45	2.61	2.74	2.86	2.96	3.04	3.12	3.19
0.2	0.14	0.35	0.48	0.58	0.66	0.91	1.18	1.36	1.49	1.59	1.79	1.95	2.17	2.35	2.49	2.61	2.71	2.81	2.89	2.97
0.3	-0.19	0.02	0.15	0.25	0.33	0.59	0.87	1.05	1.18	1.29	1.50	1.65	1.89	2.06	2.21	2.33	2.44	2.54	2.63	2.71
0.4	-0.54	-0.30	-0.16	-0.06	0.01	0.28	0.57	0.76	0.89	1.00	1.21	1.37	1.61	1.79	1.94	2.07	2.18	2.28	2.37	2.45
0.5	-0.85	-0.60	-0.45	-0.34	-0.25	0.02	0.32	0.50	0.64	0.76	0.97	1.14	1.38	1.57	1.72	1.85	1.96	2.06	2.15	2.23
0.6	-1.09	-0.82	-0.66	-0.55	-0.46	-0.17	0.13	0.32	0.47	0.58	0.80	0.97	1.21	1.40	1.56	1.69	1.80	1.90	1.99	2.08
0.7	-1.21	-0.94	-0.78	-0.67	-0.57	-0.28	0.02	0.22	0.36	0.48	0.70	0.87	1.12	1.31	1.46	1.6	1.71	1.81	0.91	1.99
0.8	-1.23	-0.96	-0.81	-0.69	-0.60	-0.29	-0.005	0.18	0.33	0.45	0.67	0.84	1.09	1.28	1.43	1.56	1.68	1.78	1.88	1.96
0.9	-1.17	-0.92	-0.77	-0.66	-0.58	-0.30	0.0003	0.19	0.33	0.44	0.67	0.83	1.08	1.28	1.43	1.56	1.68	1.78	1.88	1.96
1	-1.11	0.89	-0.75	-0.65	-0.57	-0.31	-0.02	0.16	0.30	0.41	0.63	0.79	1.05	1.24	1.40	1.53	1.65	1.75	1.85	1.93

Tabla 18 entropía NH₃.H₂O líquido saturado (Ganesh et al, 2010)

Table A.10 Saturated vapor entropy of ammonia-water mixture, kJ/kg-K

x	Pressure, bar																			
	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	2.0	4.0	6.0	8.0	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	8.18	7.94	7.79	7.69	7.62	7.39	7.17	7.04	6.95	6.89	6.77	6.69	6.57	6.48	6.41	6.35	6.29	6.24	6.19	6.15
0.1	7.98	7.75	7.61	7.51	7.44	7.22	7.01	6.89	6.80	6.74	6.62	6.54	6.41	6.32	6.24	6.16	6.09	6.03	5.97	5.90
0.2	7.78	7.54	7.40	7.31	7.23	7.01	6.80	6.68	6.59	6.53	6.41	6.32	6.17	6.06	5.95	5.86	5.76	5.67	5.58	5.49
0.3	7.55	7.31	7.17	7.08	7.00	6.78	6.57	6.44	6.36	6.29	6.15	6.05	5.88	5.73	5.58	5.45	5.31	5.18	5.04	4.90
0.4	7.30	7.06	6.92	6.83	6.76	6.53	6.32	6.19	6.09	6.02	5.87	5.74	5.52	5.32	5.12	4.93	4.73	4.53	4.34	4.14
0.5	7.05	6.81	6.67	6.58	6.50	6.28	6.06	5.92	5.82	5.74	5.56	5.41	5.13	4.87	4.60	4.34	4.07	3.80	3.52	3.25
0.6	6.80	6.56	6.42	6.33	6.25	6.03	5.80	5.66	5.55	5.45	5.26	5.08	4.75	4.42	4.10	3.77	3.44	3.10	2.76	2.42
0.7	6.56	6.32	6.18	6.09	6.01	5.78	5.55	5.40	5.29	5.19	4.98	4.79	4.43	4.07	3.71	3.35	2.98	2.61	2.24	1.86
0.8	6.33	6.09	5.95	5.85	5.77	5.54	5.30	5.15	5.03	4.94	4.72	4.54	4.18	3.83	3.49	3.14	2.78	2.43	2.07	1.71
0.9	6.08	5.83	5.69	5.59	5.52	5.28	5.04	4.89	4.77	4.68	4.48	4.31	4.00	3.71	3.41	3.12	2.83	2.54	2.25	1.95
1	5.77	5.53	5.38	5.28	5.20	4.96	4.71	4.57	4.46	4.37	4.20	4.06	3.83	3.62	3.43	3.25	3.06	2.89	2.71	2.54

Tabla 19 Entropía NH₃.H₂O vapor saturado(Ganesh et al, 2010)

P (kPa)	T(°C)	v (m³/kg)		h (kJ/kg)			
		Liq. sat.	Vap.sat	Liq. sat.	Vap. sat.	Vaporización	Liq.sat.
10,9	-70	0,001379	9,045	-131,3	1337,4	1468,7	-0,603
21,86	-60	0,001401	4,714	-87,3	1355,4	1442,7	-0,391
40,83	-50	0,001424	2,629	-43,8	1372,5	1416,3	-0,192
50	-46,52	0,001433	2,175	-28,6	1378,3	1406,9	-0,124
60	-43,28	0,001441	1,834	-14,4	1383,6	1398,0	-0,062
70	-40,45	0,001448	1,588	-2,0	1388,1	1390,1	-0,008
71,71	-40	0,001450	1,553	0,0	1388,8	1388,8	0,000
80	-37,94	0,001455	1,402	9,1	1392,0	1382,9	0,039
90	-35,67	0,001461	1,256	19,1	1395,5	1376,4	0,081
100	-33,6	0,001466	1,138	28,3	1398,6	1370,3	0,120
110	-31,69	0,001471	1,041	36,8	1401,5	1364,7	0,155
119,5	-30	0,001476	0,964	44,3	1404,0	1359,7	0,186
120	-29,91	0,001476	0,960	44,7	1404,1	1359,4	0,187
130	-28,25	0,001481	0,890	52,1	1406,5	1354,4	0,217
140	-26,69	0,001485	0,831	59,0	1408,7	1349,7	0,246
150	-25,22	0,001489	0,779	65,6	1410,8	1345,2	0,272
160	-23,82	0,001493	0,733	71,9	1412,8	1340,9	0,297
170	-22,49	0,001497	0,693	77,8	1414,6	1336,8	0,321
180	-21,23	0,001501	0,656	83,5	1416,3	1332,8	0,344
190	-20,02	0,001504	0,624	89,0	1418,0	1329,0	0,365
190,1	-20	0,001504	0,624	89,0	1418,0	1329,0	0,366
200	-18,86	0,001507	0,595	94,2	1419,5	1325,3	0,386
250	-13,66	0,001523	0,482	117,7	1426,3	1308,6	0,477
290,8	-10	0,001534	0,418	134,4	1430,8	1296,4	0,541
300	-9,23	0,001536	0,406	137,9	1431,7	1293,8	0,554
350	-5,35	0,001548	0,351	155,7	1436,3	1280,6	0,621
400	-1,88	0,001560	0,309	171,7	1440,1	1268,4	0,680
429,4	0	0,001566	0,289	180,4	1442,2	1261,8	0,711
500	4,14	0,001580	0,250	199,6	1446,4	1246,8	0,781
600	9,29	0,001598	0,210	223,6	1451,4	1227,8	0,866
615	10	0,001600	0,206	227,0	1452,0	1225,0	0,878
700	13,81	0,001614	0,182	244,9	1455,3	1210,4	0,940
800	17,85	0,001630	0,160	264,1	1458,5	1194,4	1,006
857,3	20	0,001638	0,149	274,3	1460,1	1185,8	1,041
900	21,53	0,001644	0,142	281,6	1461,2	1179,6	1,065
1000	24,9	0,001658	0,129	297,8	1463,4	1165,6	1,119
1100	28,03	0,001671	0,117	312,9	1465,2	1152,3	1,169
1167	30	0,001680	0,111	322,4	1466,3	1143,9	1,200
1200	30,95	0,001684	0,108	327,0	1466,8	1139,8	1,215
1300	33,68	0,001696	0,09934	340,3	1468,0	1127,7	1,259
1400	36,26	0,001708	0,09230	353,0	1469,0	1116,0	1,299
1500	38,71	0,001719	0,08617	365,0	1469,8	1104,8	1,337
1555	40	0,001725	0,08313	371,4	1470,2	1098,8	1,357
1600	41,04	0,001730	0,08078	376,6	1470,4	1093,8	1,373
1700	43,25	0,001741	0,07600	387,6	1470,9	1083,3	1,408
1800	45,38	0,001752	0,07174	398,2	1471,2	1073,0	1,441
1900	47,41	0,001763	0,06790	408,4	1471,4	1063,0	1,472
2000	49,37	0,001773	0,06444	418,3	1471,5	1053,2	1,502
2033	50	0,001777	0,06336	421,5	1471,5	1050,0	1,512
2614	60	0,001834	0,04880	472,8	1469,7	996,9	1,665

Tabla 20 Propiedades del Amoniaco en saturación. (Ingenieros, 2010)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

P = 800 kPa				P = 1000 kPa			
t (°C)	v (m³/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	t (°C)	v (m³/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
10	0,001600	227,1	0,877	20	0,001638	274,4	1,040
17,85	0,001630	264,1	1,006	24,9	0,001658	297,8	1,119
17,85	0,1596	1458,5	5,111	24,9	0,1285	1463,4	5,030
20	0,1614	1464,9	5,133	30	0,1321	1479,1	5,082
30	0,1695	1493,5	5,229	40	0,1387	1508,4	5,178
40	0,1772	1520,7	5,317	50	0,1450	1536,3	5,265
50	0,1846	1547,0	5,399	60	0,1511	1563,1	5,347
60	0,1919	1572,5	5,477	70	0,1569	1589,1	5,424
70	0,1990	1597,5	5,551	80	0,1627	1614,5	5,497
80	0,2059	1622,1	5,622	90	0,1683	1639,5	5,567
90	0,2127	1646,4	5,690	100	0,1739	1664,3	5,634
100	0,2195	1670,6	5,755	110	0,1794	1688,9	5,699
110	0,2262	1694,6	5,819	120	0,1848	1713,3	5,762
120	0,2328	1718,7	5,881	130	0,1901	1737,7	5,823

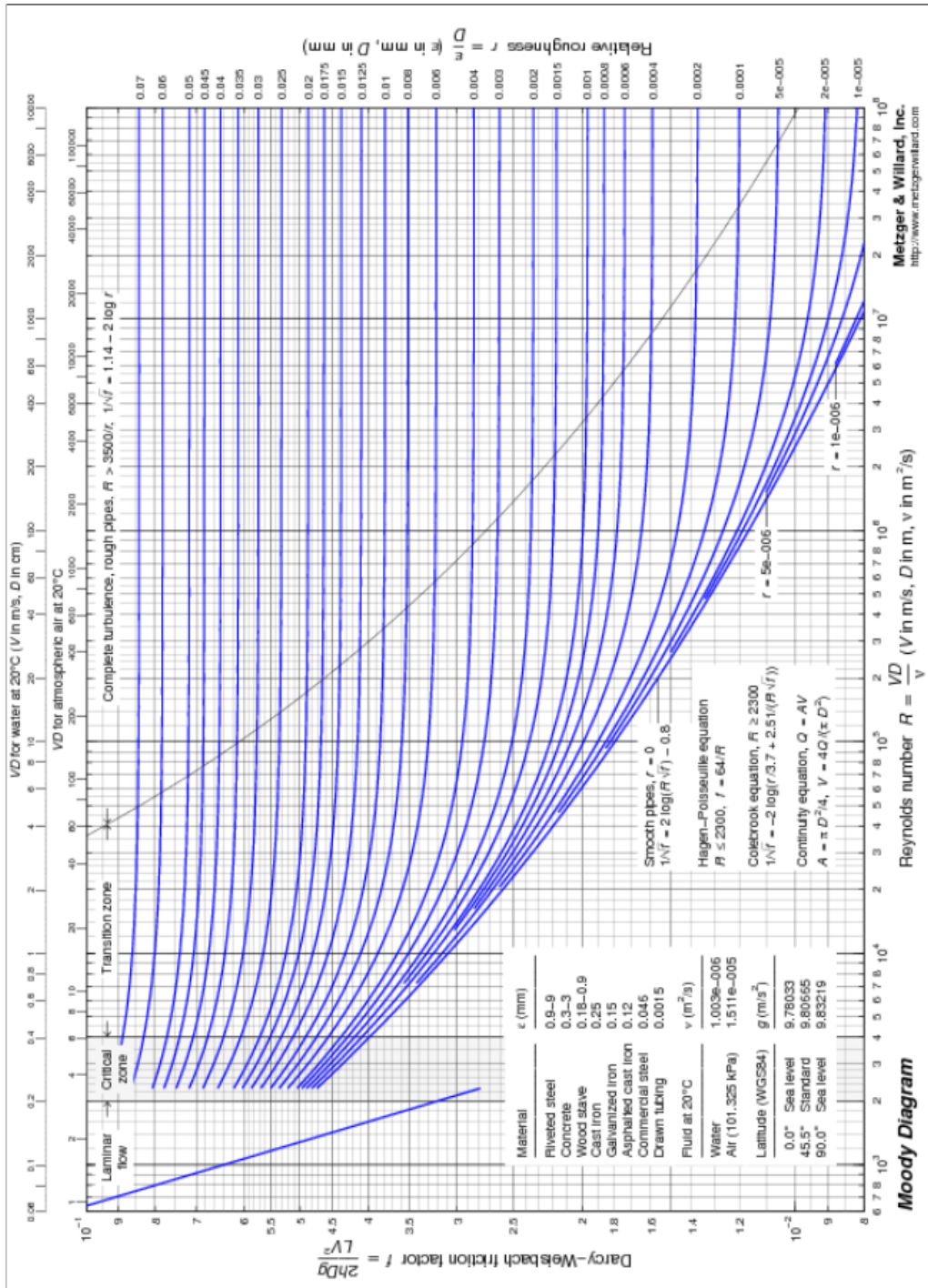
P = 1400 kPa				P = 1800 kPa			
t (°C)	v (m³/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	t (°C)	v (m³/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
30	0,001679	322,5	1,199	30	0,001678	322,6	1,198
36,26	0,001708	353,0	1,299	40	0,001725	371,5	1,356
36,26	0,09230	1469,0	4,906	45,38	0,001752	398,2	1,441
40	0,09431	1481,5	4,946	45,38	0,07174	1471,2	4,809
50	0,09942	1513,3	5,046	50	0,07380	1487,8	4,861
60	0,1042	1543,1	5,137	60	0,07800	1521,4	4,964
70	0,1088	1571,5	5,221	70	0,08193	1552,6	5,056
80	0,1132	1598,8	5,299	80	0,08565	1582,2	5,141
90	0,1175	1625,4	5,373	90	0,08922	1610,5	5,220
100	0,1217	1651,4	5,444	100	0,09267	1638,0	5,295
110	0,1258	1677,0	5,512	110	0,09602	1664,8	5,366
120	0,1299	1702,4	5,577	120	0,09931	1691,2	5,433
130	0,1338	1727,6	5,641	130	0,1025	1717,2	5,499
140	0,1378	1752,7	5,702	140	0,1057	1743,1	5,562

Tabla 21 propiedades del amoníaco.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709

Tabla 22 Propiedades del aire. (Lee, 2011)



Gráfica 5 Diagrama de Moody (Willard & Metzger, n.d.)

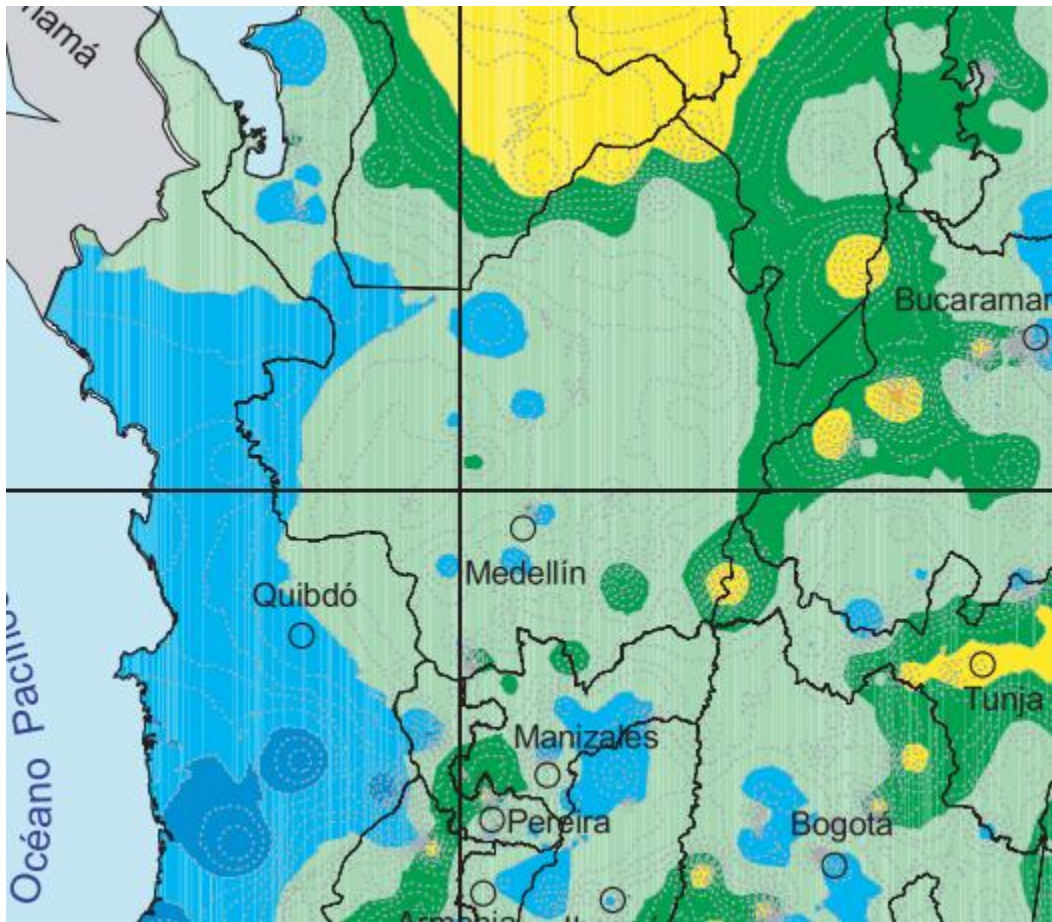


Figura 53 Mapa de Irradiancia promedio anual. (Ideam, nd)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Diego Alejandro Orozco

FIRMA ESTUDIANTES _____

David S. N.
24/04/19

FIRMA ASESOR _____

FECHA ENTREGA: _____

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD _____

RECHAZADO___ ACEPTADO___ ACEPTADO CON MODIFICACIONES___

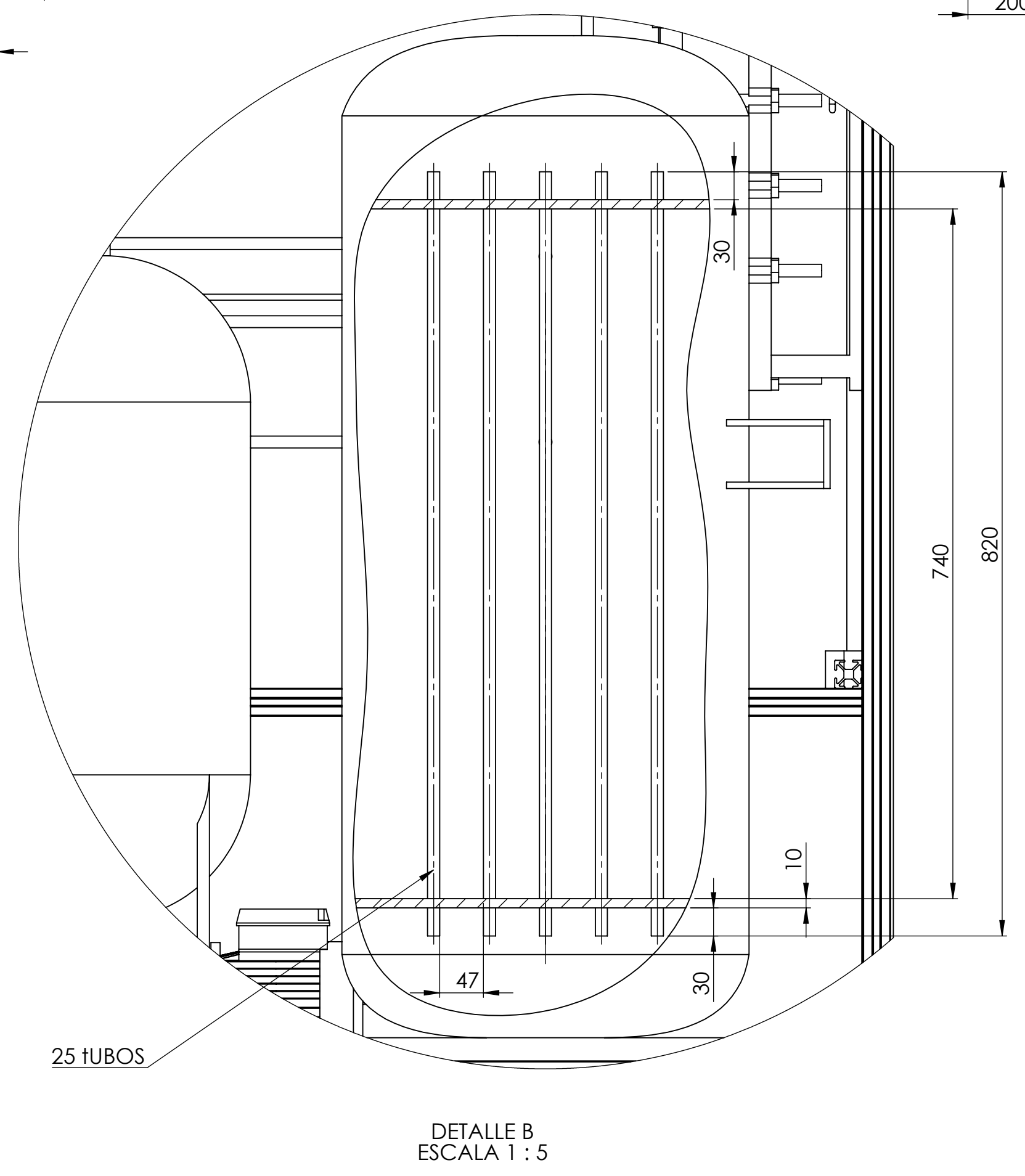
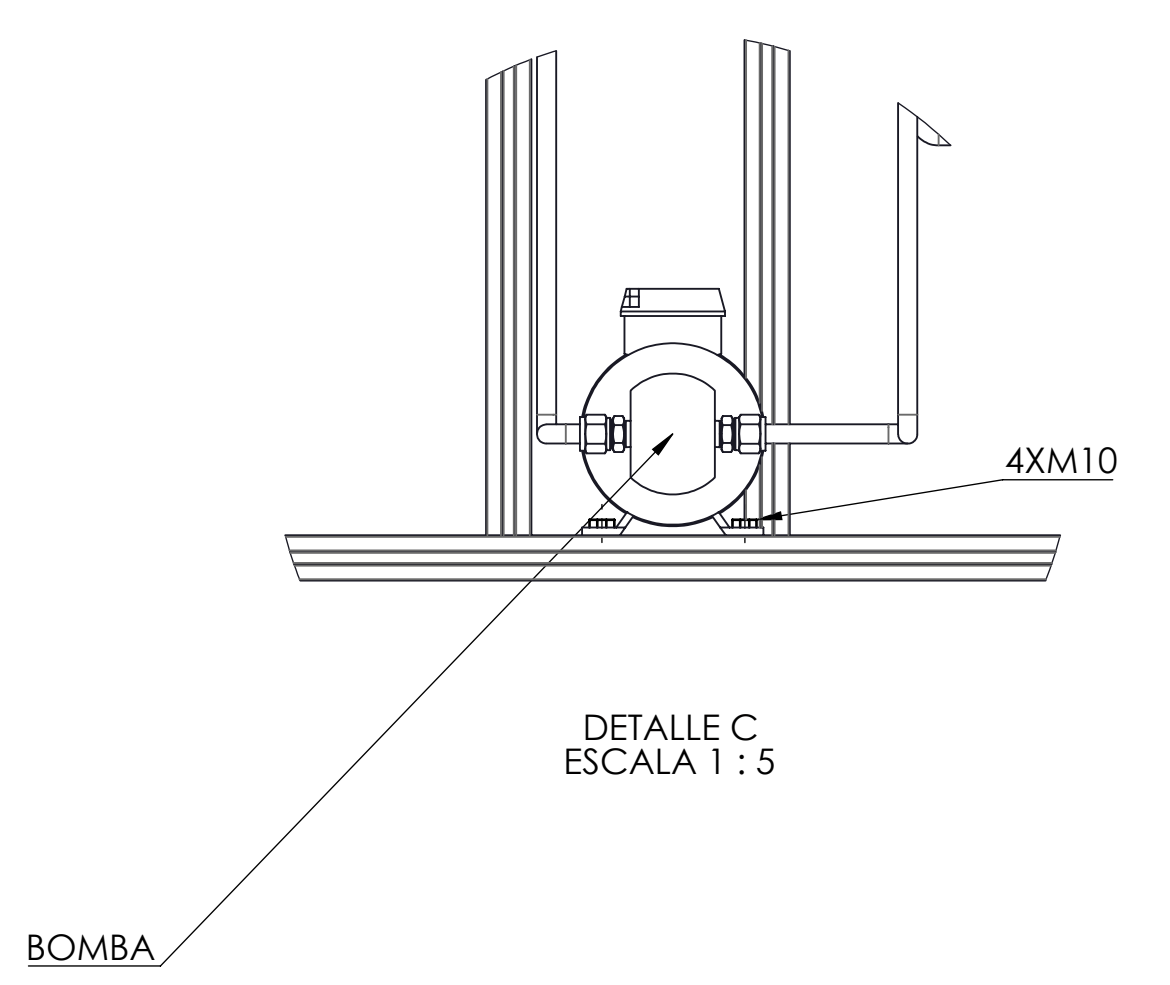
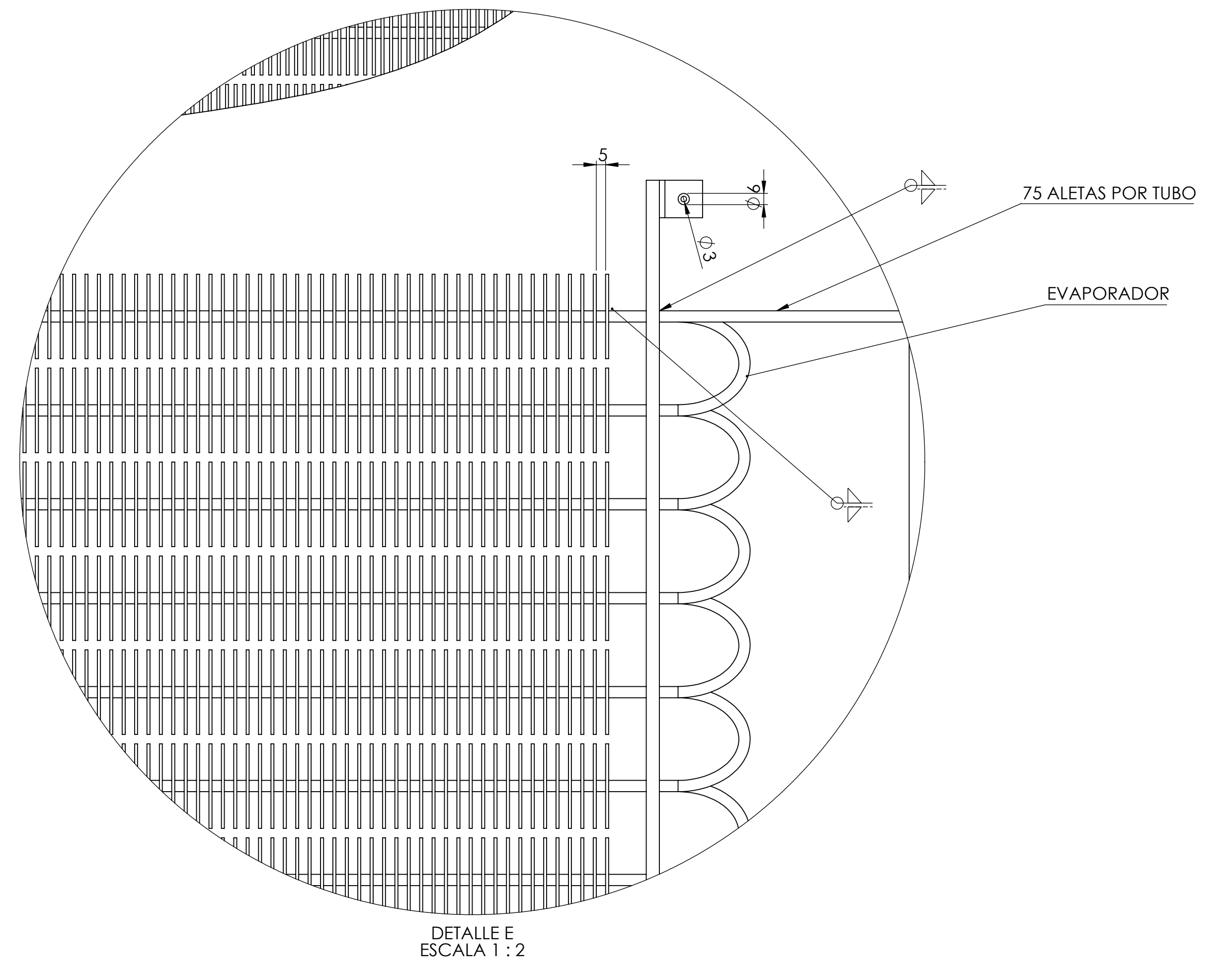
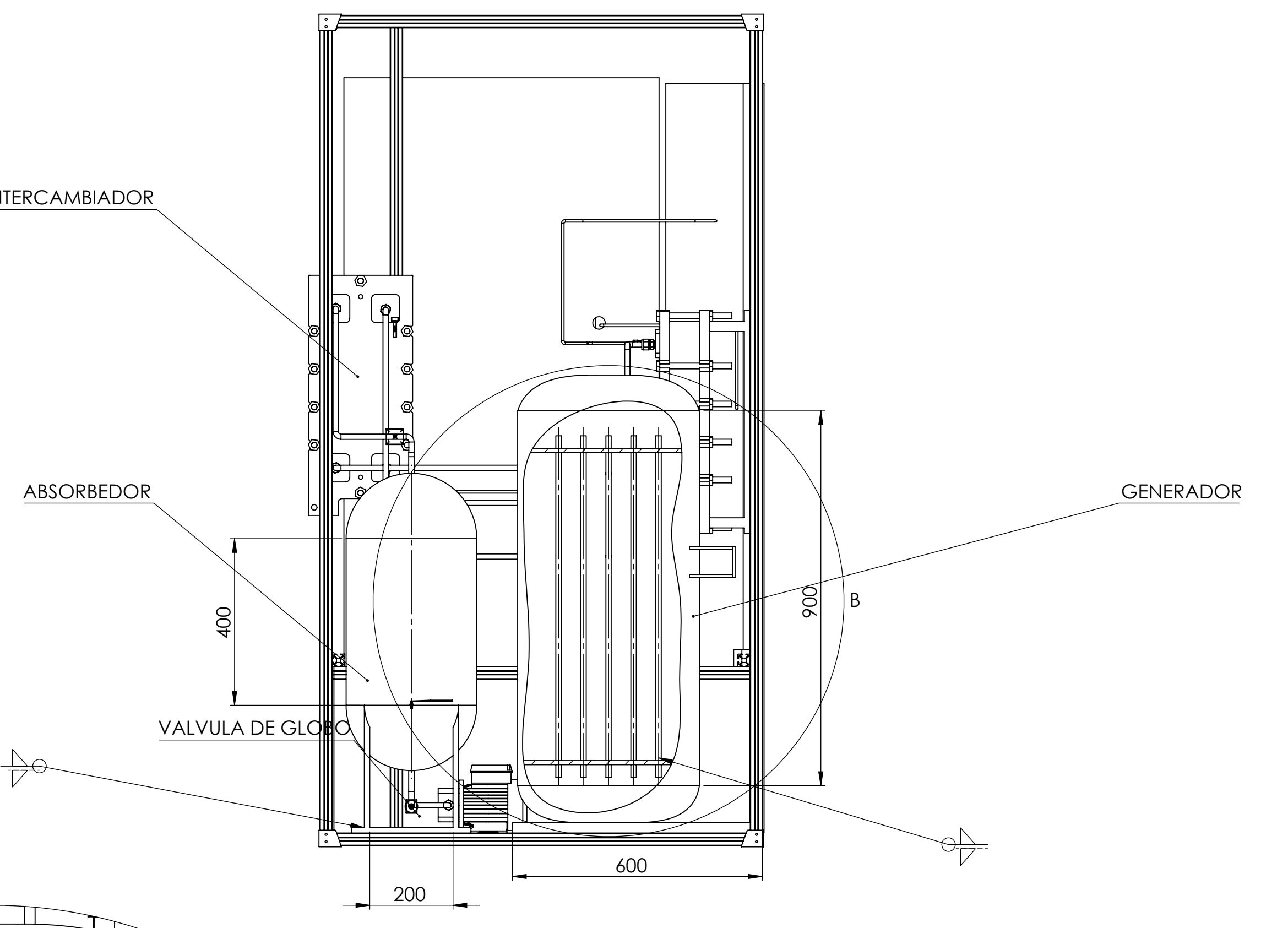
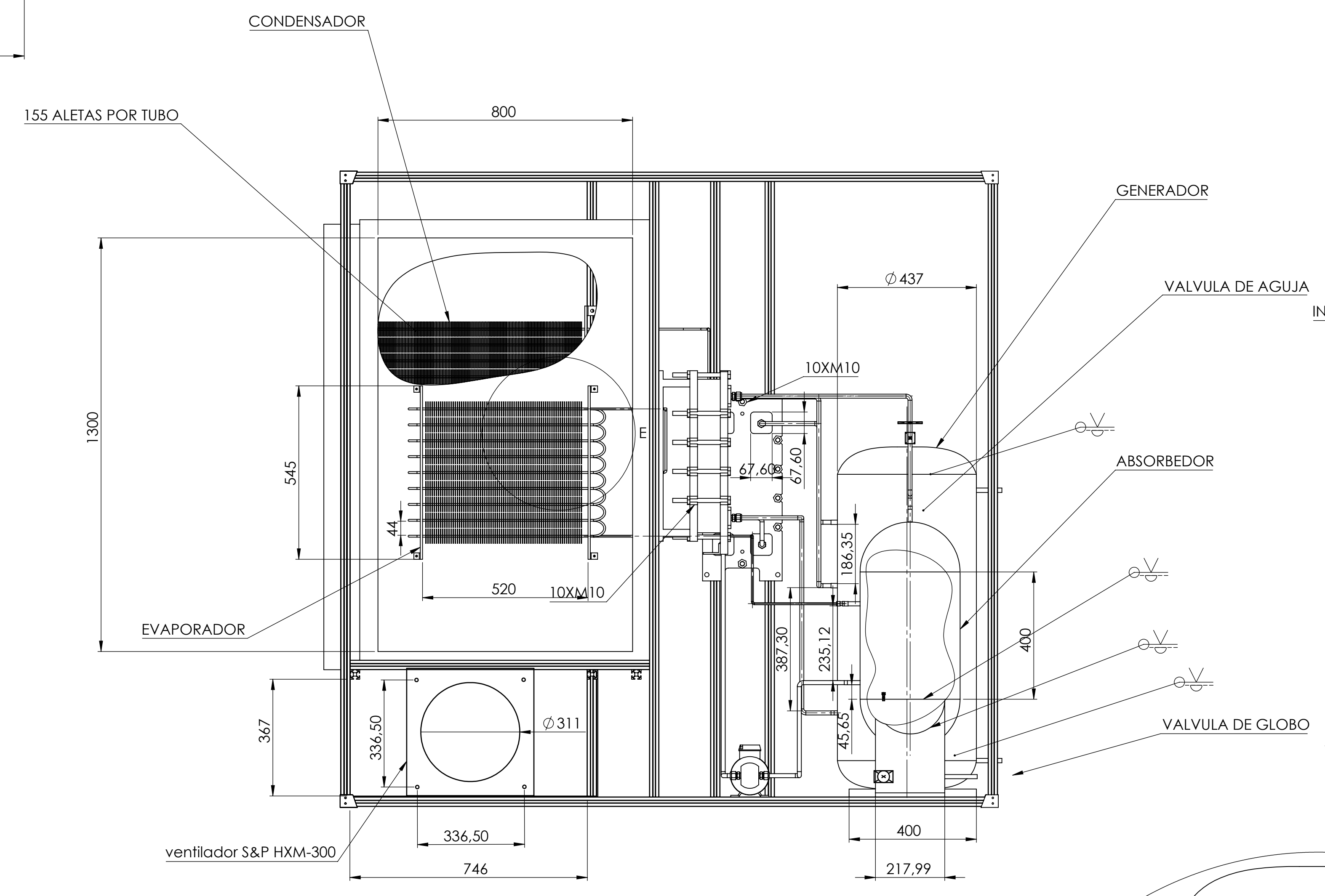
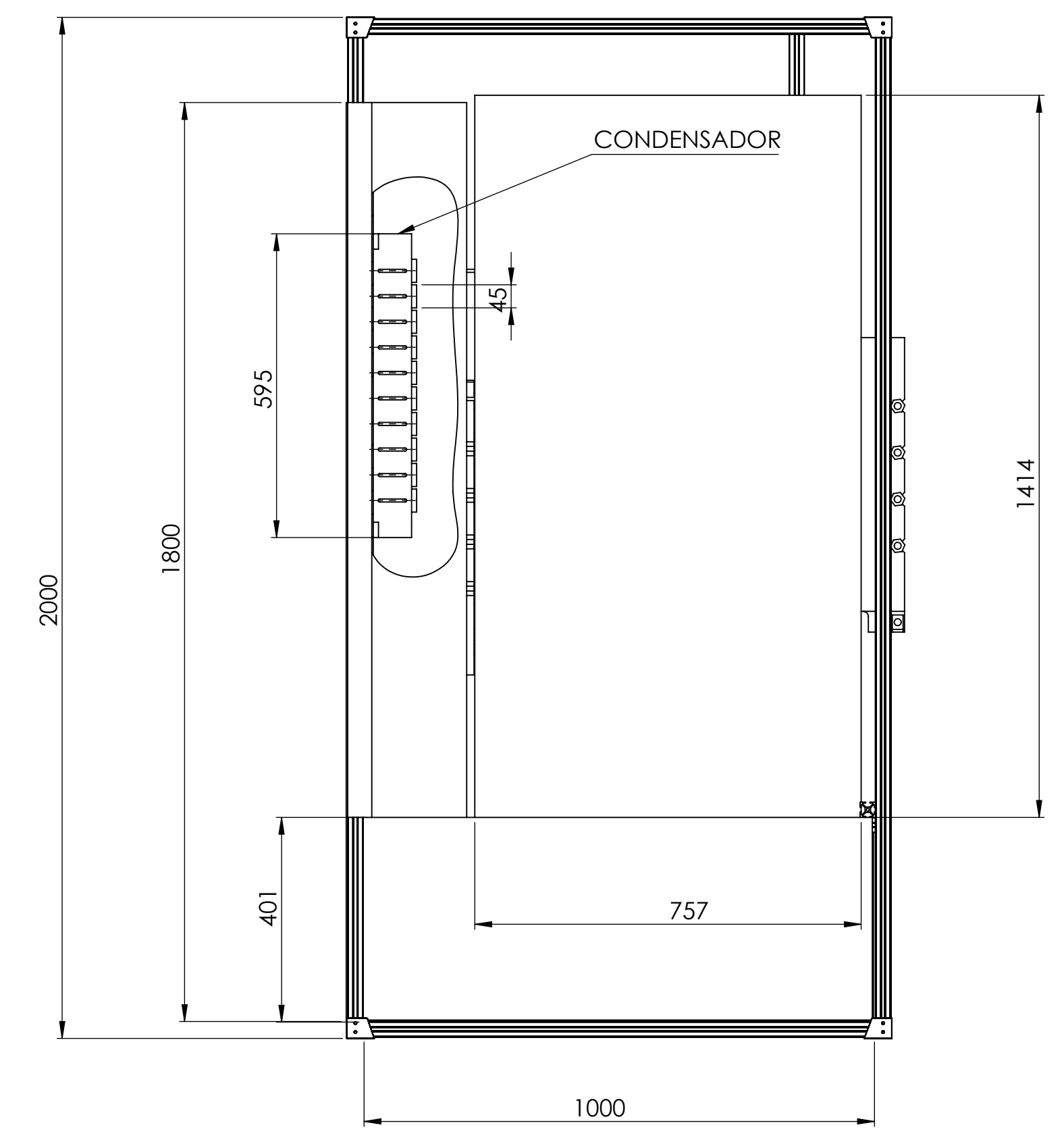
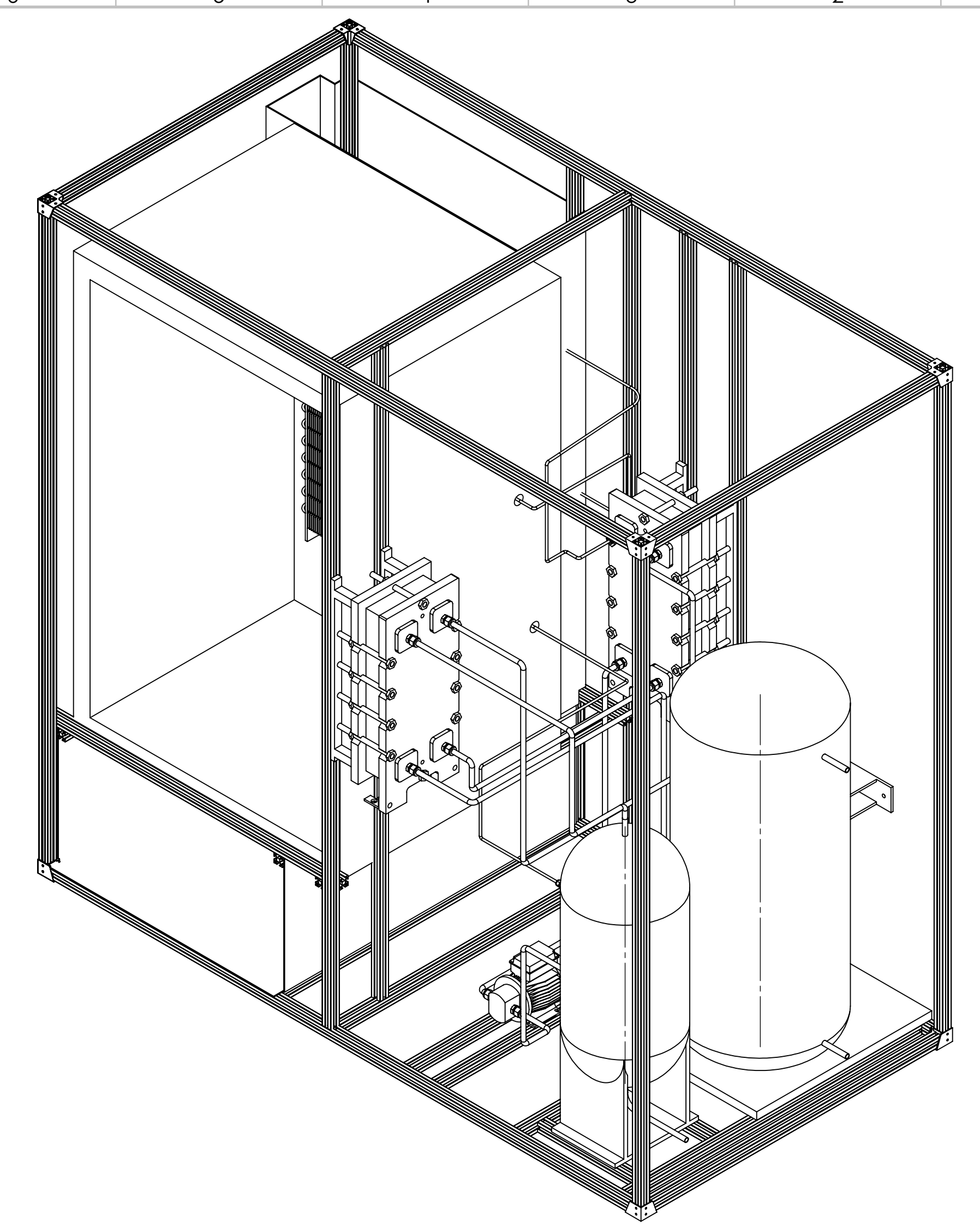
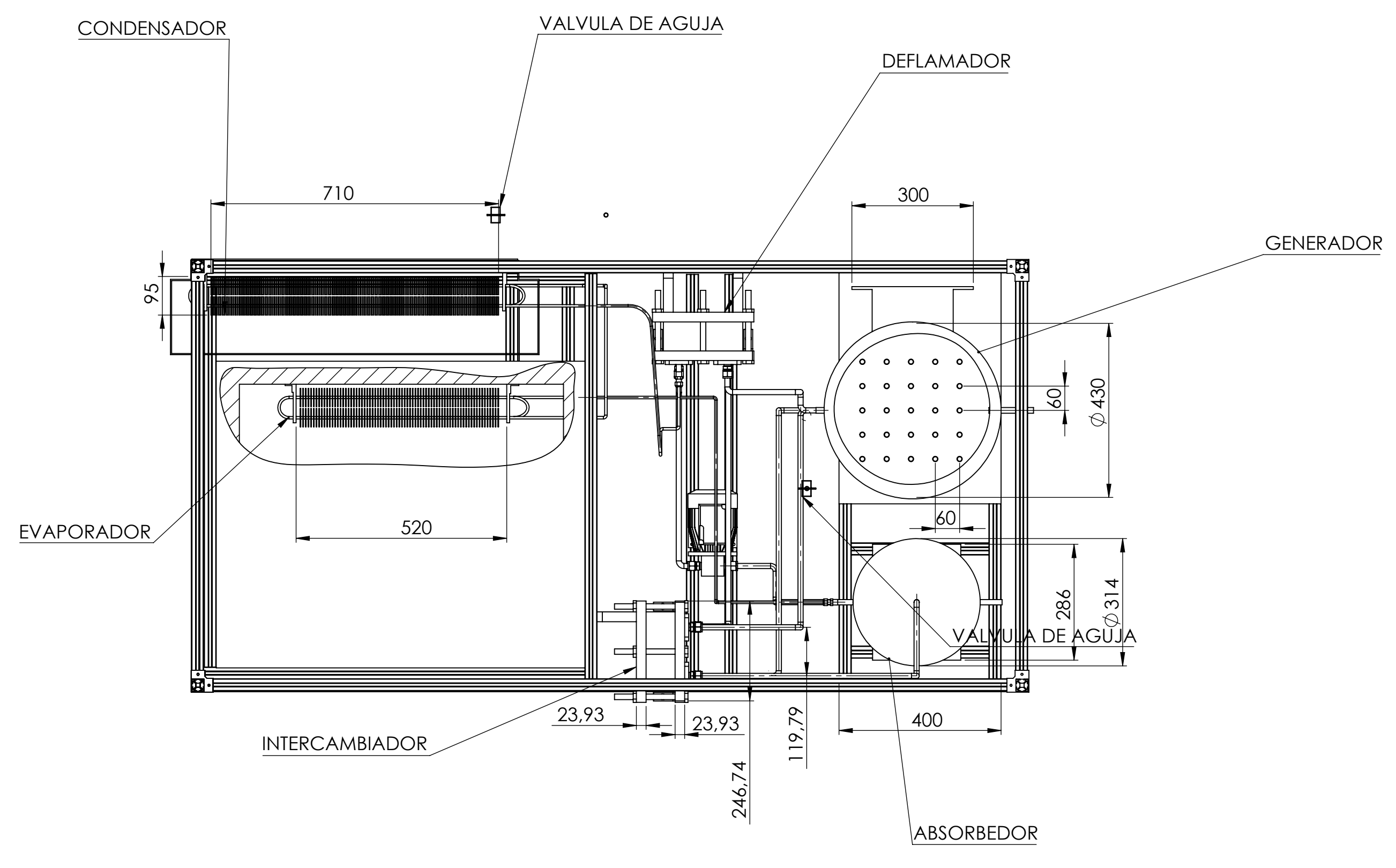
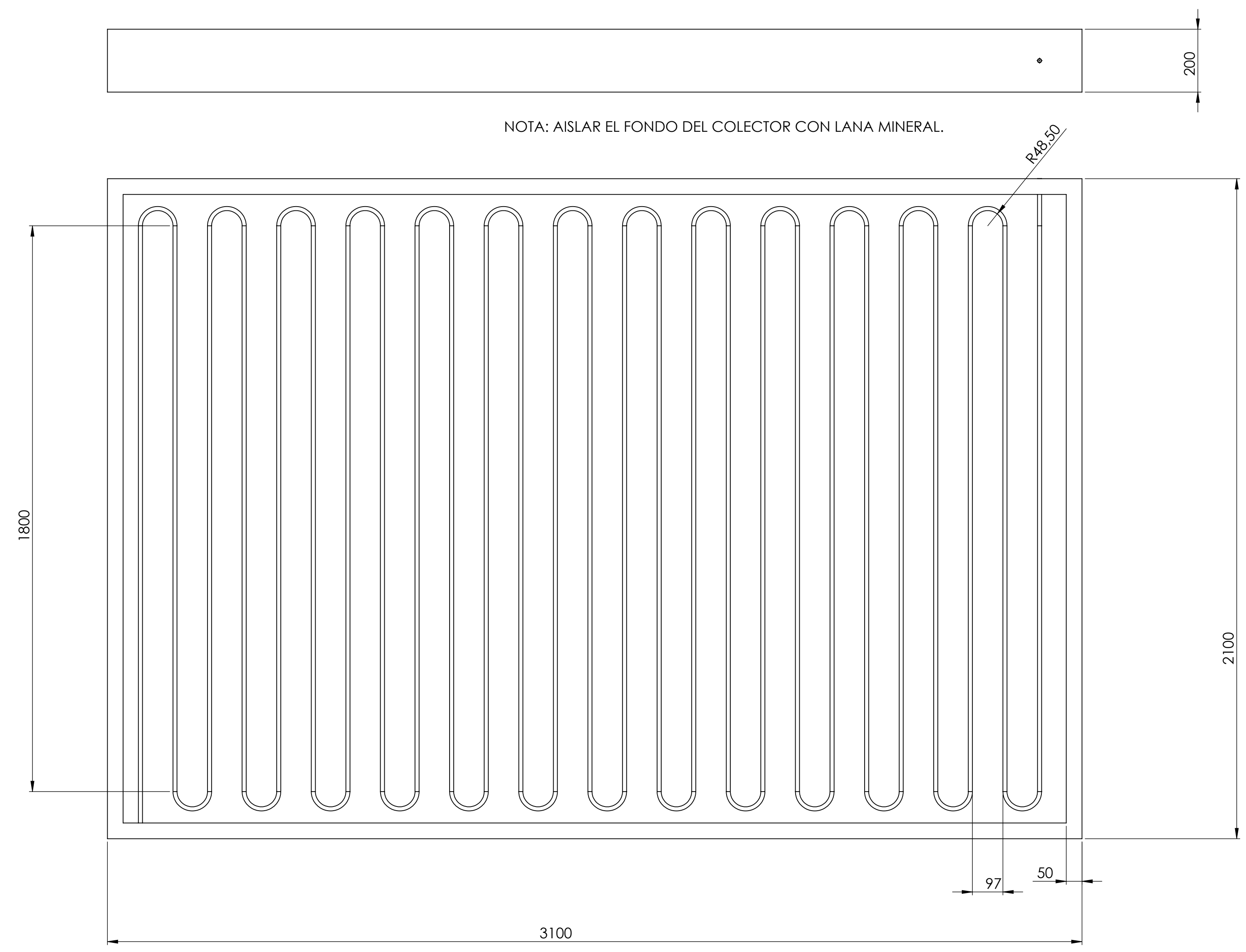
ACTA NO. _____

FECHA ENTREGA: _____

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD _____

ACTA NO. _____

FECHA ENTREGA: _____



MEDIDAS EN mm			
DESCRIPCION	CANT.	PL. REF.	MATERIAL
VALVULA DE GLOBO	1		INOR 316
VALVULA DE AGUJA	2		INOR 316
TORNILLO M5	10		
TORNILLO M10	30		
INTERCAMBIADOR	2		INOR 316
CONDENSADOR			INOR 316
ABSORBEDOR			INOR 316
GENERADOR			INOR 316
EVAPORADOR			INOR 316
ASLANTE	10 M12		
ACOPLE	10		INOR 316
VENTILADOR S&P	3		INOR 316
TUBO 1/2"	4 m		INOR 316
TUBO 1/4"	3		INOR 316