

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño de un refrigerador portátil alimentado por energía renovable para
almacenamiento de vacunas"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Natalia Sofía Orrala Vera

Xavier Israel Sánchez Castro

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

A Dios por guiarme a lo largo de mi vida, a mis padres Rossana y Néstor por su incansable esfuerzo por brindarme una educación, por ir en contra de la corriente, enseñarme a pensar y mostrarme el valor de un libro. A mis hermanos Daniela, Gabriela y Néstor, por su apoyo y complicidad.

Natalia Sofía Orrala Vera

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por todo lo que me ha dado, a mis padres por su inmenso esfuerzo y apoyo que me permitió alcanzar esta meta, y a todos los que de alguna forma me ayudaron e impulsaron durante toda esta etapa de mi vida.

Xavier Israel Sánchez Castro

DECLARACIÓN EXPRESA

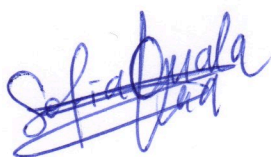
“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Natalia Sofía Orrala Vera

Xavier Israel Sánchez Castro

PhD. Guillermo Soriano Idrovo

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



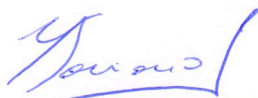
Natalia Orrala Vera

AUTORA



Xavier Sánchez Castro

AUTOR



PhD. Guillermo Soriano

DIRECTOR

RESUMEN

Las vacunas son medicamentos exigentes en su conservación, ya que deben permanecer dentro de un rango de temperatura para preservar sus características. Los equipos convencionales de la cadena de frío de transporte en Ecuador dependen de acumuladores de frío como cajas isotérmicas y portavacunas que brindan un tiempo de conservación limitado; o de vehículos frigoríficos que representan una minoría en el país. Con base en esto, surge el proyecto de diseñar un refrigerador portátil alimentado por energía renovable, que permita transportar y almacenar de forma segura las vacunas, y que brinde una autonomía de 3 días de operación.

El diseño del refrigerador portátil se fundamenta en la especificación WHO PQS E003, que propone los lineamientos para la construcción de equipos de conservación de vacunas. Las alternativas del sistema de refrigeración se evaluaron respecto a varios criterios de calificación en una matriz de decisión para seleccionar la opción óptima, de acuerdo a los requerimientos del diseño.

Se utilizó un sistema de refrigeración por compresión de vapor que trabaja con refrigerante R134a, y está constituido por un evaporador de aluminio tipo roll-bond con capacidad de refrigeración de 120 W, condensador de tuberías de cobre con capacidad de transferencia de calor de 180 W y un compresor de capacidad variable. Para el sistema de captación y almacenamiento se seleccionó un panel fotovoltaico monocristalino de 150 Wp, regulador de carga y batería de tipo VRLA de 150 Ah de 12V.

Además se realizó una simulación de transferencia de calor a través de las paredes del refrigerador hacia el interior del mismo, así como el análisis de costos del sistema y cronograma de construcción del mismo.

Palabras clave: vacunas, sistema de refrigeración, sistema de captación, sistema de almacenamiento.

ABSTRACT

Vaccines are demanding medicines in terms of conservation, as they must remain within a range of temperature to preserve its characteristics. Conventional equipment cold chain for transport in Ecuador depend on ice packs as cold boxes and vaccine carriers that provide limited shelf life; or refrigerated vehicles that represent a minority in the country. Based on this, arises the project that consist in design a portable refrigerator powered by renewable energy, to allow transport and store vaccines safely, and to provide a range of 3 days of autonomy.

The portable refrigerator design is based on the specification WHO PQS E003, that propose guidelines for building conservation vaccines equipment. Alternative cooling systems were evaluated for various design criteria through a decision matrix to select the optimal choice, according to the design requirements.

It was used a vapor compression cooling system that works with R134a refrigerant, and it's constituted by an aluminum evaporator roll-bond type with cooling capacity of 120 W, a copper pipe condenser with heat transfer capacity of 180 W and a variable capacity compressor. The photovoltaic system is integrated by a single monocrystalline photovoltaic panel with 150 Wp peak power, also was selected a charge controller and a battery type VRLA with 150 Ah storage capacity and 12V voltage.

Additionally it was done a heat transfer simulation through the walls of the refrigerator into its interior, as well as a cost analysis and construction schedule.

Keywords: vaccines, cooling system, photovoltaic system, storage system.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Descripción del problema.....	1
1.2 Objetivos.....	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos.....	2
1.3 Marco teórico.....	2
1.3.1 Vacunas.....	2
1.3.2 Cadena de frío.....	3
1.3.3 Sistemas de refrigeración.....	4
CAPÍTULO 2.....	9
2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO.....	9
2.1 Consideraciones de diseño.....	9
2.2 Alternativas de Diseño.....	9
2.3 Selección de alternativa de diseño.....	11
2.4 Consideraciones específicas.....	12
2.5 Esquema de la metodología de diseño.....	14

2.6 Diseño del sistema de refrigeración.....	15
2.6.1 Potencia del compresor.....	19
2.6.2 Diseño del condensador y evaporador.....	20
2.7 Dimensionamiento del sistema fotovoltaico y batería.....	25
2.8 Accesorios y dispositivos de control.....	26
CAPÍTULO 3.....	28
3. RESULTADOS.....	28
3.1 Resultados del diseño.....	28
3.1.1 Resultados de cálculos del sistema de refrigeración.....	29
3.1.2 Resultados de cálculos del condensador.....	32
3.1.3 Resultados de cálculos del evaporador.....	34
3.1.4 Resultados de cálculos de panel fotovoltaico y batería.....	35
3.1.5 Selección de componentes y accesorios.....	36
3.2 Resultados de la simulación de la ganancia de calor en el refrigerador.....	40
3.3 Análisis de costos.....	44
3.3.1 Costos directos.....	44
3.3.2 Costos indirectos.....	45
3.3.3 Costo total.....	46
CAPÍTULO 4.....	48
4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....	48
4.1 Conclusiones.....	49
4.2 Recomendaciones.....	50
BIBLIOGRAFÍA.....	52
APÉNDICES.....	54

ABREVIATURAS

AC	Alternating Current (Corriente alterna)
ASHRAE	American Society for Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (Sociedad Americana de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado)
COP	Coficiente de desempeño
DC	Direct Current (Corriente continua)
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
HC	Hidrocarbonos
HFC	Hidrofluorocarbonos
OMS	Organización Mundial de la Salud
PQS	Performance, Quality and Safety (Desempeño, Calidad y seguridad)
VRLA	Valve Regulated Lead Acid (Plomo-ácido regulada por válvula)
WHO	World Health Organization
°C	Grados Celsius
<i>Ah</i>	Amperios hora
<i>cm</i>	Centímetros
<i>kg</i>	Kilogramos
$\frac{kg}{m^3}$	Kilogramos sobre metros cúbicos
$\frac{kg}{s}$	Kilogramos sobre segundos
<i>K</i>	Grados Kelvin
m^2	Metros cuadrados
m^3	Metros cúbicos
<i>mm</i>	Milímetros
$\frac{m}{s^2}$	Metros sobre segundos cuadrados
<i>rpm</i>	Revoluciones por minuto
<i>s</i>	Segundos
<i>V</i>	Voltios
<i>W</i>	Watts
<i>Wh</i>	Watts hora

$$\frac{W}{m^2}$$

Watts sobre metros cuadrados

$$\frac{W}{mK}$$

Watts sobre metros Kelvin

$$\frac{W}{m^2K}$$

Watts sobre metros cuadrados Kelvin

SIMBOLOGÍA

ϕ	Latitud
δ	Ángulo de declinación solar
σ	Constante de Stefan Boltzman
ΔT_{ml}	Diferencia media logarítmica de temperatura
$\Delta T_{vacunas}$	Diferencia de temperatura de vacunas
$\Delta \omega$	Diferencia de humedad relativa
a	Altura
A	Área total de transferencia de calor externa
A_p	Área de captación de panel
A_T	Área de transferencia de calor
A_{total}	Área total de transferencia de calor
A_{Tubo}	Área de tubo de evaporador de placa
b	Base
β	Coefficiente de expansión
β_p	Ángulo de orientación de panel
Bo	Número de ebullición
c	Ancho
c_p	Calor específico
Co	Número de convección
C_p	Potencia nominal de panel
d_i	Diámetro interno de tubería
d_o	Diámetro externo de tubería
ε	Emisividad
e	Espesor de pared
E_{ac}	Energía diaria consumida en corriente alterna
E_{dc}	Energía consumida de corriente continua
f	Factor de fricción
f_s	Factor de seguridad de pérdidas
F	Factor de corrección
F_f	Parámetro de modelo del fluido
g	Gravedad

G	Flujo másico por unidad de área
h	Coeficiente convectivo
h_{cb}	Coeficiente de convección-ebullición
$h_{conv,i}$	Coeficiente de convección de aire interno
h_i	Coeficiente de convección de fluido interno
h_{ea}	Coeficiente de convección entre evaporador y aire interno
h_{lo}	Coeficiente convectivo del fluido en estado líquido
h_{nb}	Coeficiente de nucleación-ebullición
F_{cnb}	Factor combinado de convección y nucleación
F_{cb}	Factor de convección-ebullición
F_{nb}	Factor de nucleación-ebullición
k_{fr}	Factor de corrección del número de convección
Fr	Número de Froude
h_o	Coeficiente de convección de fluido externo
h_r	Coeficiente de radiación
h_1	Entalpía de refrigerante en estado 1
h_2	Entalpía de refrigerante en estado 2
h_3	Entalpía de refrigerante en estado 3
h_4	Entalpía de refrigerante en estado 4
H_2O	Agua
I	Corriente
I_b	Radiación directa
I_d	Radiación difusa
I_T	Radiación disponible
J	Factor de Colburn
k	Conductividad térmica
k_f	Conductividad térmica en estado de líquido saturado
L	Longitud característica de la geometría
L_t	Longitud de tubería
L_v	Calor latente de vaporización
$LiBr$	Bromuro de litio
$LiCl$	Cloruro de litio

\dot{m}	Flujo másico
\dot{m}_{ref}	Flujo másico de refrigerante
η_{inv}	Eficiencia del inversor
N	Tiempo de autonomía
N_t	Número de tubos
NH_3	Amoníaco
Nu	Número de Nusselt
Nu_h	Número de Nusselt en superficie horizontal
Nu_v	Número de Nusselt en superficie vertical
P	Efectividad de temperatura del intercambiador de calor
$P_{C/R}$	Relación consumo-radiación
Pr	Número de Prandtl
Pr_L	Número de Prandtl del flujo
ρ_{aire}	Densidad de aire
ρ_f	Densidad en estado de líquido saturado
ρ_g	Densidad en estado de vapor saturado
ρ_p	Rendimiento de panel fotovoltaico
ρ_R	Reflectancia difusa
P_1	Presión de refrigerante en estado 1
P_2	Presión de refrigerante en estado 2
P_3	Presión de refrigerante en estado 3
P_4	Presión de refrigerante en estado 4
Q	Calor
Q_A	Calor del absorbedor
Q_{bat}	Capacidad de sistema de acumulación
Q_c	Calor rechazado por condensador
q''	Flujo de calor por unidad de área
q_{cond}''	Flujo de calor por unidad de área debido a conducción
$q_{conv,e}''$	Flujo de calor por unidad de área debido a convección externa
$q_{conv,i}''$	Flujo de calor por unidad de área debido a convección interna
Q_E	Calor removido por evaporador
Q_{inf}	Calor de infiltraciones de aire

Q_G	Calor del generador
$Q_{l,inf}$	Calor latente de infiltraciones de aire
q_{neto}''	Flujo de calor neto por unidad de área
q_{rad}''	Flujo de calor por unidad de área debido a radiación
$Q_{s,inf}$	Calor sensible de infiltraciones de aire
$Q_{vacunas}$	Calor sensible de vacunas
r_o	Radio externo de tubería
r_i	Radio interno de tubería
R	Proporción de la tasa de capacidad de calor
Ra	Número de Rayleigh
R_b	Factor de corrección angular
R_{cond}	Resistencia térmica de conducción
$R_{conv,e}$	Resistencia térmica de convección externa
$R_{conv,i}$	Resistencia térmica de convección interna
Re_L	Número de Reynolds del flujo
Re_{lo}	Número de Reynolds en estado de líquido saturado
Re_{trans}	Número de Reynolds de transición
R_{fi}	Resistencia térmica de fouling interno
R_{fo}	Resistencia térmica de fouling externo
R_{rad}	Resistencia térmica de radiación
R134-a	1, 1, 1, 2-Tetrafluoroetano
s_1	Entropía de refrigerante en estado 1
s_2	Entropía de refrigerante en estado 2
St	Número de Stanton
T	Tiempo de enfriamiento
T_a	Temperatura ambiente
$T_{a,i}$	Temperatura inicial de fluido externo
$T_{a,o}$	Temperatura final de fluido externo
$T_{c,i}$	Temperatura inicial de fluido interno
$T_{c,o}$	Temperatura final de fluido interno
T_H	Temperatura del fluido externo
T_i	Temperatura interna

T_{pared}	Temperatura de pared de evaporador
T_s	Temperatura de la superficie
$T_{s,e}$	Temperatura superficial de pared externa
$T_{s,i}$	Temperatura superficial de pared interna
T_∞	Temperatura del medio
u	Velocidad del fluido
μ_f	Viscosidad dinámica a temperatura de saturación
U	Coefficiente global de transferencia de calor
U_e	Coefficiente global de transferencia de calor estimado
ν	Viscosidad cinemática
ν_f	Viscosidad cinemática a temperatura de saturación
\dot{V}	Flujo volumétrico de aire
V_{op}	Voltaje de operación
ω	Ángulo de desplazamiento por hora
W_C	Trabajo del compresor
W_t	Trabajo de turbina
x	Calidad de vapor

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Equipos de cadena de frío para suministro de vacunas	4
Figura 1.2 Esquema ciclo de refrigeración por compresión de vapor	5
Figura 1.3 Esquema ciclo de refrigeración por absorción amoníaco-agua	6
Figura 1.4 Esquema ciclo de refrigeración de gas o invertido de Brayton	7
Figura 1.5 Esquema de sistema de refrigeración termoeléctrica	8
Figura 2.1 Esquema de la metodología de diseño	14
Figura 2.2 Resistencia equivalente de malla térmica	15
Figura 2.3 Diagrama Temperatura vs. Entropía	19
Figura 3.1 Compresor	36
Figura 3.2 Panel fotovoltaico monocristalino	37
Figura 3.3 Batería	38
Figura 3.4 Regulador de carga	39
Figura 3.5. Termostato	40
Figura 3.6 Modelo representativo de refrigerador para simulación	41
Figura 3.7 Distribución de temperatura en refrigerador luego de 3 horas	42
Figura 3.8 Distribución de temperatura del fluido interno luego de 3 horas	43
Figura 3.9 Temperatura vs Tiempo dentro del refrigerador	44
Figura 3.10 Cronograma de construcción	47

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Temperaturas para almacenamiento de vacunas	3
Tabla 2. Valores para calificación de criterios.....	10
Tabla 3. Matriz de ponderación de criterios	10
Tabla 4. Matriz de decisión de sistema de refrigeración	11
Tabla 5. Consideraciones de diseño generales	28
Tabla 6. Consideraciones de diseño de condensador y evaporador	32
Tabla 7. Especificaciones técnicas de compresor	36
Tabla 8. Especificaciones técnicas de panel fotovoltaico monocristalino	37
Tabla 9. Especificaciones técnicas de batería	38
Tabla 10. Especificaciones técnicas de regulador de carga	39
Tabla 11. Especificaciones técnicas de termostato	40
Tabla 12. Costo de componentes	45
Tabla 13. Costo de materiales	45
Tabla 14. Costos indirectos	46
Tabla 15. Costo total del proyecto	46

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Partes del conjunto
PLANO 2	Partes de refrigerador portátil
PLANO 3	Detalle de aislamiento del refrigerador
PLANO 4	Detalle de recubrimiento externo del refrigerador
PLANO 5	Detalle de recubrimiento interno del refrigerador
PLANO 6	Detalle de agarradera del refrigerador
PLANO 7	Detalle de soporte de agarradera
PLANO 8	Evaporador
PLANO 9	Condensador
PLANO 10	Base de refrigerador
PLANO 11	Detalle de aislamiento de puerta
PLANO 12	Detalle de recubrimiento interno de puerta
PLANO 13	Detalle de recubrimiento externo de puerta
PLANO 14	Partes de soporte de panel
PLANO 15	Dimensiones de soporte de panel 1
PLANO 16	Dimensiones de soporte de panel 2
PLANO 17	Dimensiones de soporte de panel 3
PLANO 18	Dimensiones de soporte de panel 4
PLANO 19	Dimensiones de soporte de panel 5
PLANO 20	Estructura móvil

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

Entre los medicamentos más exigentes en términos de conservación y control de temperatura se encuentran las vacunas, catalogadas como medicamentos esenciales por la Organización Mundial de la Salud (OMS). Actualmente en Ecuador, la cadena de frío para el transporte de vacunas está compuesta por vehículos frigoríficos, cajas isotérmicas y portavacunas.

Las cajas isotérmicas y portavacunas dependen de acumuladores de frío, por lo que su tiempo de autonomía es corto. Por otro lado, los refrigeradores existentes se alimentan con la red eléctrica convencional, y en consecuencia su empleo está limitado a los centros de almacenamiento de vacunas.

La conservación de vacunas, en localidades sin servicio eléctrico convencional o sujetas a catástrofes, requiere de un equipo que permita reducir la dependencia de los combustibles fósiles para mantener las vacunas en el estado apropiado durante el transporte y campañas de inmunización.

Una alternativa para alcanzar este propósito consiste en diseñar un dispositivo con la capacidad de usar energía solar para refrigerar la carga de producto. Los materiales del equipo deben ser livianos, aislantes térmicos y capaces de soportar condiciones ambientales extremas de temperatura y humedad. Se plantea analizar las diferentes alternativas de refrigeración para servir en algunas zonas del territorio ecuatoriano.

Los requerimientos varían en función del tipo de vacuna a ser almacenada y su volumen. Para el desarrollo del diseño, el equipo se encuentra limitado a cumplir con un tiempo mínimo de autonomía de 3 días, además las principales restricciones como peso, dimensiones, temperatura y humedad se encuentran sujetas a la

especificación WHO/PQS/E003, desarrollada por la OMS para refrigeradores de aplicaciones médicas.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

- Diseñar un refrigerador portátil alimentado por energía renovable con el propósito de transportar y almacenar vacunas en las condiciones idóneas.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar el sistema de refrigeración de acuerdo al requerimiento de volumen y temperatura.
- Dimensionar el sistema de captación y almacenamiento de energía solar.
- Analizar el funcionamiento del equipo a través de simulaciones computarizadas.
- Seleccionar los materiales y accesorios adecuados para el diseño del refrigerador.

1.3 Marco teórico

1.3.1 Vacunas

Las condiciones medioambientales pueden afectar las características de la vacuna, siendo el parámetro predominante la temperatura. La humedad y la sensibilidad a la luz no se consideran relevantes porque la vacuna se encuentra protegida por el empaque (WHO Expert Committee on Biological Standardization, 2011).

Vacunas de vida atenuada

Proviene de virus o bacterias vivas aisladas y debilitadas en laboratorios, debido a esto producen una inmunización prolongada.

Vacunas inactivadas

Contienen virus o bacterias provenientes de un cultivo inactivado mediante la adición de calor o compuestos químicos, por lo que el tiempo de inmunidad adquirida por el paciente es relativamente corto en comparación al obtenido con vacunas de vida atenuada.

Temperaturas de almacenamiento de vacunas

La potencia de la vacuna, es decir, la capacidad para proteger al paciente se ve afectada si ésta es sometida a cambios bruscos de temperatura o expuesta al ambiente por tiempos prolongados.

En la Tabla 1.1 se muestra las temperaturas recomendadas para almacenamiento de vacunas de acuerdo al tipo.

Tabla 1. Temperaturas para almacenamiento de vacunas

Equipo	Temperatura	Tipo de vacuna
Refrigerador	2 a 8°C	Todas las vacunas inactivadas; vacunas de vida atenuada: influenza, rotavirus, tifoidea y fiebre amarilla
Congelador	-25 a -15°C	Mayoría de vacunas de vida atenuada

Fuente: Organización Mundial de la Salud, 2015

1.3.2 Cadena de frío

La cadena de frío de vacunas corresponde al procedimiento usado para su conservación en óptimas condiciones, protegiendo las vacunas de daños provocados por calor o frío excesivo. A partir de su manufactura, las vacunas son transportadas en varios equipos especiales hacia los centros de almacenamiento para su posterior distribución (Figura 1.1).

Refrigeradores

Son equipos para establecimientos de salud que mantienen la temperatura de cadena controlada, incluso cuando existe corte del suministro por un tiempo

limitado. Dependiendo de su alimentación, se categorizan en eléctricos, solares y por gas o propano (World Health Organization, 2015).

Cajas isotérmicas

Son contenedores aislados utilizados para transporte y almacenamiento de corta duración, la temperatura de las vacunas y sus diluyentes es mantenida con paquetes de agua o hielo.

Porta vacunas

Son contenedores pequeños en relación a las cajas frías, se usan para sesiones de vacunación por su facilidad de transporte.

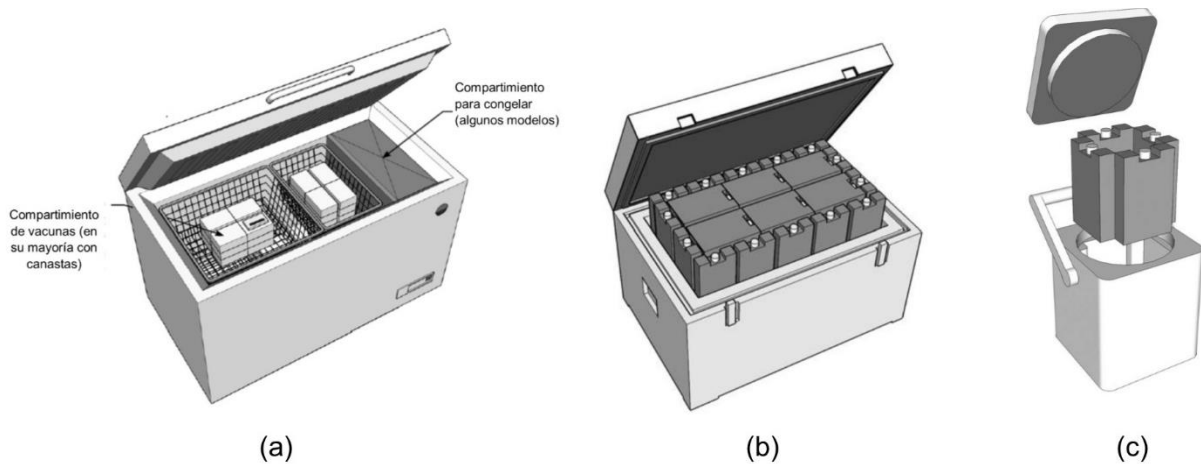


Figura 1.1 Equipos de cadena de frío para suministro de vacunas

(a) Refrigerador eléctrico, (b) Caja de frío, (c) Portavacunas

Fuente: Elaboración propia.

1.3.3 Sistemas de refrigeración

Ciclo ideal de compresión de vapor

En este ciclo, el fluido de trabajo circula a través del evaporador, donde recibe calor del lugar que se desea refrigerar, elevando su temperatura hasta salir como vapor saturado. El compresor ejerce trabajo sobre el vapor aumentando su presión y entalpía, además de llevar el fluido hasta el condensador, donde se rechaza calor hacia un fluido de menor temperatura y sale como líquido saturado. Finalmente, éste pasa por una válvula de expansión, que reduce la presión hasta aproximarse a la del evaporador, su temperatura alcanza el valor necesario para

producir la evaporación y continuar con el proceso. En la Figura 1.2 se muestra un esquema del ciclo de compresión de vapor, donde Q_c es el calor rechazado, Q_E y W son el calor y trabajo añadido, respectivamente.

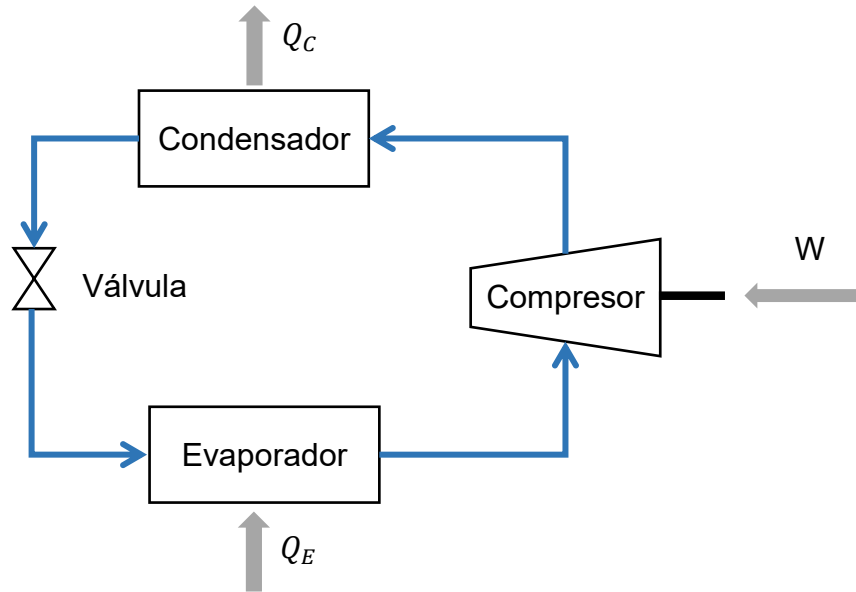


Figura 1.2 Esquema ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Fuente: Elaboración propia

Ciclo de refrigeración por absorción

Es similar al ciclo de compresión, la diferencia radica en el reemplazo del compresor por un sistema de absorción compuesto por absorbedor, generador, regenerador, válvula de expansión, bomba y rectificador. Los sistemas de absorción más conocidos, designados como refrigerante-absorbente son: Amoníaco-Agua (NH_3-H_2O), Agua-Bromuro de Litio ($H_2O-LiBr$) y Agua-Cloruro de Litio ($H_2O-LiCl$).

Como se observa en la Figura 1.3, el absorbedor se ubica a la salida del evaporador, donde se produce una reacción química, en la cual el vapor del refrigerante es atraído por el absorbente formando así una mezcla líquida. En esta etapa se rechaza calor hacia un intercambiador, a través del cual fluye agua o aire con el propósito de aumentar la capacidad de disolución disminuyendo la temperatura. La mezcla es bombeada hacia el generador, donde se cuenta con la presencia de un intercambiador de calor, con la función de evaporar el refrigerante

presente en la mezcla. En el gráfico, Q_E y Q_G son calores añadidos, mientras que Q_C y Q_A son los rechazados.

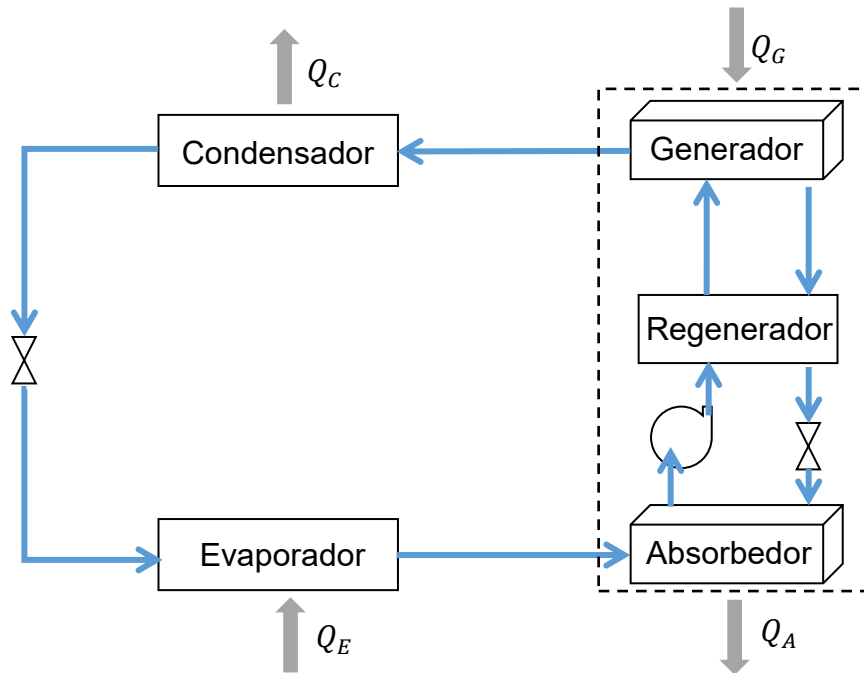


Figura 1.3 Esquema ciclo de refrigeración por absorción amoníaco-agua

Fuente: Elaboración propia

En algunas configuraciones existe un rectificador que reenvía los residuos de absorbente al generador, y el refrigerante puro llega al condensador por diferencia de presión para continuar el ciclo. Al final, la mezcla del generador con baja concentración de refrigerante es retornada al absorbedor, transitando por un intercambiador de calor y una válvula de expansión que reduce su presión.

La energía térmica usada en estos sistemas es resultado de fuentes de energía renovable o residual de otro proceso, para brindar competitividad económica. Generalmente, se usa colectores solares que entregan calor al generador gracias a un circuito de agua o a un reservorio de energía térmica.

Ciclo de refrigeración de gas o invertido de Brayton

Su característica principal es que no hay cambio de fase en el refrigerante, por lo que generalmente se usa aire como fluido de trabajo. Dispone de dos partes móviles: compresor y turbina, por lo que el sistema es de gran tamaño; sin embargo, los componentes usados son relativamente ligeros para la industria aeronáutica donde se usa en acondicionamiento de aire (Cengel & Boles, 2011). Su coeficiente de desempeño es bajo en comparación al ciclo de compresión de vapor. En la Figura 1.4, el calor y trabajo añadido al sistema se representan como Q_E y W_C , respectivamente; mientras que el calor y trabajo entregado como Q_C y W_t .

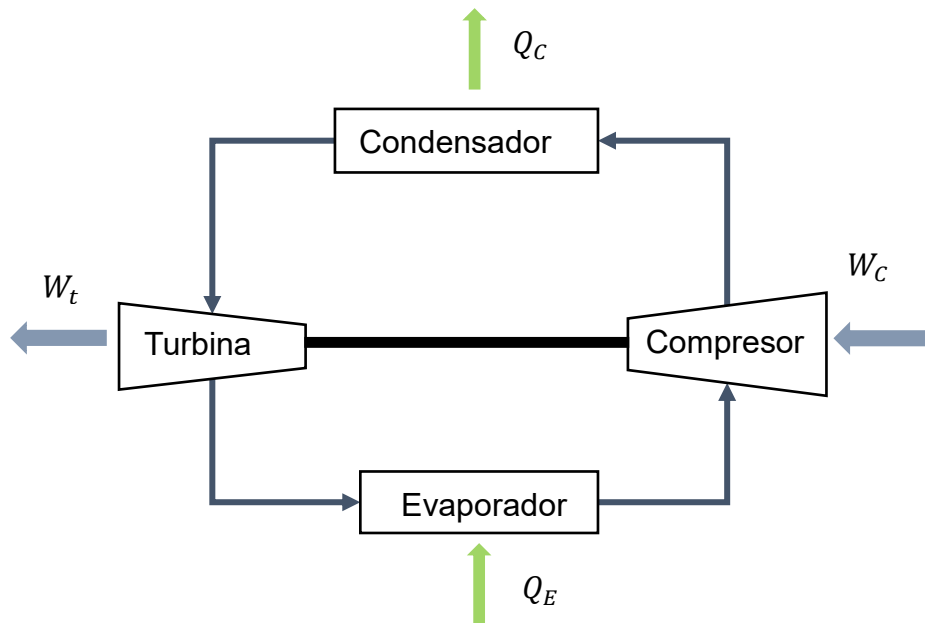


Figura 1.4 Esquema ciclo de refrigeración de gas o invertido de Brayton

Fuente: Elaboración propia

Sistema de refrigeración termoeléctrica

La refrigeración se produce por el efecto Peltier, que consiste en dos materiales conductores diferentes entrelazados (material A y B), cuyas uniones se encuentran a la misma temperatura. Al aplicar un flujo de corriente I , uno de los extremos absorbe calor del medio (Q_E), mientras que el otro lo rechaza (Q_C). La diferencia de temperatura entre los extremos ($T_E < T_C$) del arreglo depende de la cantidad de corriente suministrada.

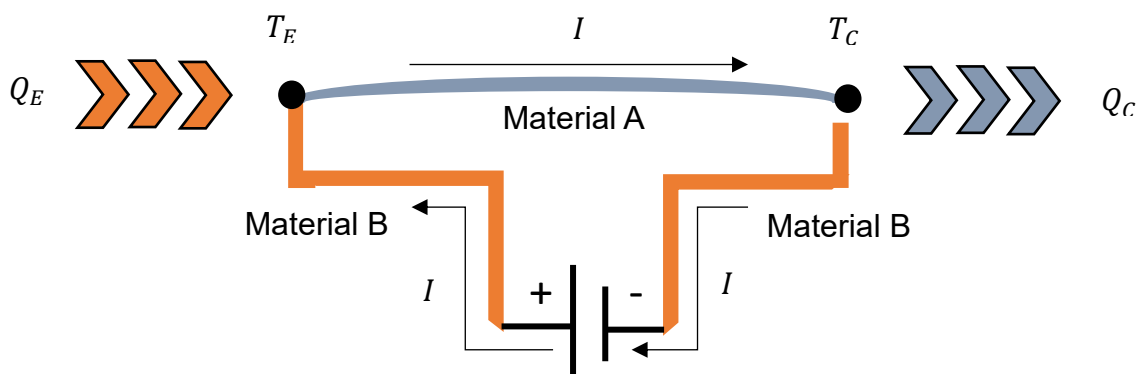


Figura 1.5 Esquema de sistema de refrigeración termoeléctrica

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

El diseño de un refrigerador portátil basa su funcionamiento en un ciclo de refrigeración. Los procesos cíclicos de refrigeración expuestos en el capítulo 1 representan las alternativas a ser consideradas en la construcción de una matriz de decisión, a fin de seleccionar la mejor opción en función de los requerimientos del diseño, considerando para cada alternativa las ventajas y desventajas que presentan.

El resultado de la matriz de decisión da paso a la determinación de las consideraciones específicas de diseño y la metodología de diseño a seguir, como se detalla a lo largo de este capítulo.

2.1 Consideraciones de diseño

Los requerimientos de diseño del equipo se encuentran sujetos principalmente a los objetivos planteados.

- El equipo debe ser portátil para servir en varias zonas del territorio ecuatoriano.
- La energía suministrada para su funcionamiento debe provenir del uso de energía solar.
- La carga de producto corresponde a vacunas.
- El rango de temperatura de refrigeración debe cumplir las especificaciones relativas a la conservación del tipo de producto (ver Tabla 1.1).

2.2 Alternativas de Diseño

La clasificación de los sistemas de refrigeración muestra las alternativas a considerar para el diseño, estas opciones son:

- Alternativa A: Por compresión de vapor
- Alternativa B: Por absorción
- Alternativa C: Termoeléctrica

En la construcción de la matriz de decisión no se toma en consideración el sistema de refrigeración de gas (ciclo invertido de Brayton), ya que no representa una opción válida para aplicaciones a pequeña escala.

En relación a las necesidades mencionadas, se plantean los criterios de selección, los puntajes de calificación se indican en la Tabla 2.

Tabla 2. Valores para calificación de criterios

Puntaje	Descripción
1	Menos importante
2	Igual importancia
3	Más importante

Fuente: Elaboración propia

La ponderación asignada en relación a la importancia para el diseño del equipo se muestra en la Tabla 3.

Tabla 3. Matriz de ponderación de criterios

Criterio \ Criterio	Peso y Tamaño	Impacto ambiental	Coficiente desempeño	Total parcial	Ponderación
Peso y Tamaño	-	2	2	4,00	53%
Impacto ambiental	0,50	-	2	2,50	33%
Coficiente desempeño	0,50	0,50	-	1,00	14%
TOTAL				10,88	100%

Fuente: Elaboración propia

Al peso y tamaño se le otorga una ponderación de 53% puesto que el refrigerador debe ser portátil y sus componentes individuales capaces de ser levantados por una o varias personas. La máxima calificación es para el sistema de menor peso y menor tamaño.

El impacto ambiental cobra importancia con un 33%, ya que al ser un equipo destinado a servir en cualquier zona del territorio ecuatoriano debe ser sustentable con el medio ambiente, y cumplir con niveles de contaminación y toxicidad mínimos.

La mayor puntuación será para el sistema que menos impacto provoque al ambiente.

El coeficiente de desempeño es uno de los principales parámetros de comparación energética entre los sistemas de refrigeración, además es importante que este valor no sea afectado durante el transporte del equipo. De acuerdo a esto tiene una ponderación del 13%.

2.3 Selección de alternativa de diseño

Con las ponderaciones ya definidas, se procede a calificar las tres alternativas consideradas; los resultados de la matriz de decisión se muestran en la Tabla 4.

Tabla 4. Matriz de decisión de sistema de refrigeración

Alternativa Criterio	Compresión	Absorción	Termoeléctrica
Peso y tamaño (53%)	48%	35%	50%
Menor impacto ambiental (33%)	30%	30%	33%
Coeficiente de desempeño (14%)	14%	9%	3%
TOTAL	92%	74%	86%

Fuente: Elaboración propia

El resultado de la Tabla 4 indica que el sistema de refrigeración por compresión de vapor es el óptimo para la aplicación requerida. El detalle de cada criterio calificado se indica bajo estas líneas.

Peso y tamaño: La alternativa A obtiene 48% ya que se caracteriza por ser compacto por disponer de cuatro elementos para su funcionamiento como se indica en el capítulo anterior, sin embargo la alternativa C es la más ligera entre todas por no poseer componentes mecánicos. De acuerdo a ASHRAE, la opción B es un sistema compuesto por intercambiadores de calor, generador y absorbedor, que

requieren al menos dos fluidos de trabajo para su funcionamiento (ASHRAE, 2009), lo que representa mayor peso y complejidad por lo que se atribuye 35%.

Impacto ambiental: El sistema de compresión de vapor funciona con refrigerantes como fluidos de trabajo, estos pueden ser de tres tipos: clorofluorocarbono (CFC), hidroclorofluorocarbono (HCFC) e hidrofurocarbono (HFC). Los dos primeros grupos contribuyen significativamente al deterioro de la capa de ozono por la estabilidad de su composición; a diferencia del caso de los HFCs que sólo aportan al efecto invernadero (Aguiló, 2000).

De acuerdo al Protocolo de Montreal, exclusivamente se permite el uso del último grupo, por esta razón se lo califica con 30%. El mismo porcentaje se le adjudica a la alternativa B, que suele usar refrigerantes con características tóxicas como amoníaco, el cual en bajas concentraciones en el aire puede causar irritación a ojos y vías respiratorias (OSHA Occupational Safety & Health Administration, s.f.). La alternativa C no requiere el uso de un fluido de trabajo, por lo tanto se califica con 33%.

Coeficiente de desempeño: La calificación máxima para el ciclo de compresión de vapor se debe a la capacidad de alcanzar valores de coeficiente de desempeño elevados, es decir, superiores a 3.5 (Martínez, 2007); por su parte el sistema de absorción para la mayoría de absorbentes en términos prácticos alcanza un COP de 0.9 (ASHRAE, 2009), sin embargo el movimiento tiende a afectar de forma negativa dicho valor, en consecuencia su calificación es 9%. La opción C tiene un COP mucho menor que sus contrapartes, y se le atribuye una puntuación de 3% (Angeles Zurita & Márquez Tavera, 2005).

2.4 Consideraciones específicas

La alternativa seleccionada posee otras consideraciones a tomar en cuenta para definir su configuración, su selección se realizará de acuerdo a los criterios de diseño presentados previamente.

Número de etapas

El sistema de refrigeración por compresión de vapor puede ser simple o modificado. Entre estas adaptaciones se encuentra la refrigeración en cascada, de múltiple compresión con enfriamiento regenerativo y por licuefacción de gases.

De estas opciones se selecciona la configuración simple, ya que satisface el rango de temperatura de trabajo deseado para el diseño del refrigerador (2 a 8°C). La configuración modificada o múltiple alcanza coeficientes de desempeño mayores, sin embargo no es factible su elección ya que han sido diseñados para lograr temperaturas muy bajas de hasta -150°C.

Panel fotovoltaico

La unidad de refrigeración convencional requiere suministro de energía eléctrica para el funcionamiento del compresor, ésta puede ser lograda con un sistema fotovoltaico cuyo componente principal es el panel fotovoltaico. Los módulos se componen por celdas cuya estructura se clasifica en monocristalina, policristalina o amorfa.

Para el desarrollo del presente trabajo se escoge la estructura monocristalina por su eficiencia superior 15%, en relación a las demás opciones con 12% y 6% para estructura policristalina y amorfa, respectivamente. Además brinda mayor confiabilidad al término de su vida útil; la única desventaja que presenta es su elevado costo de adquisición por su proceso de manufactura complejo.

Sistema de acumulación

La energía suministrada a través de paneles fotovoltaicos debe contar con un medio de almacenamiento que logre suplir la alimentación durante la noche, así como para posible falla del panel o radiación solar escasa. Las opciones de batería consideradas de acuerdo a (PRBA The Rechargeable Battery Association, s.f.) son:

- Níquel-Cadmio
- Hidruro de níquel
- Ión de litio
- Plomo-ácido regulada por válvula (VRLA)

Se decide usar baterías de tipo VRLA, brindan mayor confiabilidad durante su operación puesto que son libres de mantenimiento, pueden trabajar sometidas a movimiento y en diferentes posiciones, además en caso de ruptura no existe

filtración de líquidos contaminantes y están diseñadas para soportar ciclos de descarga profunda, un factor necesario en este tipo de aplicación.

La desventaja de esta batería es su costo elevado y la baja densidad energética que resulta en dispositivos de gran tamaño y peso.

2.5 Esquema de la metodología de diseño

El diseño del refrigerador portátil se realiza considerando un sistema de compresión de vapor simple, paneles fotovoltaicos de estructura monocristalina y batería tipo VRLA. La metodología de diseño a seguir para el refrigerador portátil se muestra en la Figura 2.1.

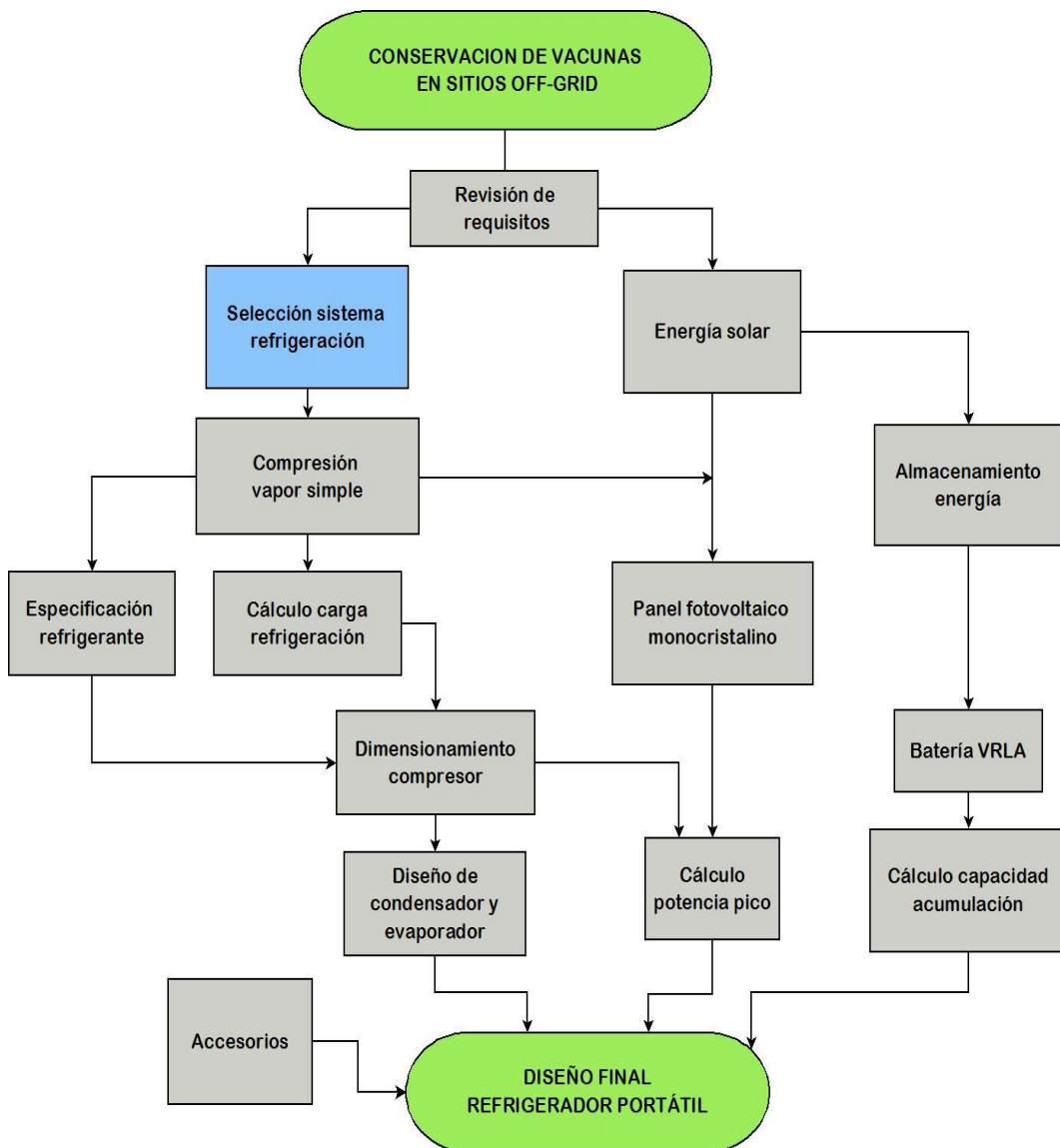


Figura 2.1 Esquema de la metodología de diseño

Fuente: Elaboración propia

2.6 Diseño del sistema de refrigeración

El rango de temperatura de operación deseado para el refrigerador es de 2 a 8°C, se asume una temperatura interna promedio de 5°C para el desarrollo de los cálculos. En el diseño del refrigerador se debe conocer primero el calor de evaporación, correspondiente al calor removido del espacio a refrigerar.

En el análisis del refrigerador se consideran los efectos de la radiación y convección en la superficie externa, conducción a través de las paredes, y convección en la superficie interna. Se asume condiciones de estado estable y transferencia de calor unidimensional.

La tasa de transferencia de calor por unidad de área debido a las condiciones externas o ambientales puede ser expresada en términos de diferenciales de temperatura y resistencias térmicas, como se muestra en la Figura 2.2.

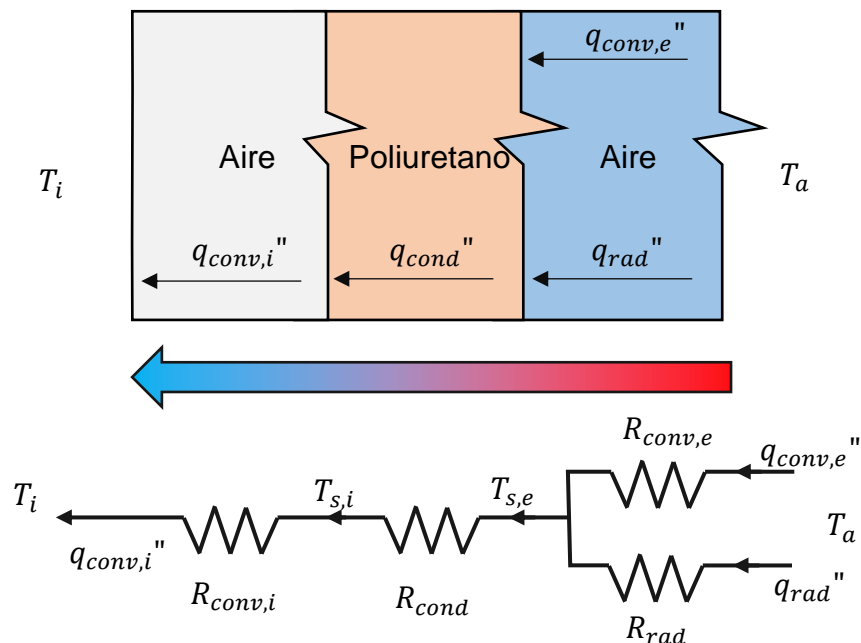


Figura 2.2 Resistencia equivalente de malla térmica

T_i y T_a son las temperaturas del aire en el interior y exterior del refrigerador, respectivamente; $T_{s,i}$ y $T_{s,e}$ son temperaturas superficiales de la pared interna y externa de aislante respectivamente.

El flujo de calor máximo de ingreso al espacio interno del refrigerador q_{neto} corresponde al calor debido a la convección que depende del rango de temperatura de operación establecido.

$$q_{neto} = \frac{T_{s,i} - T_i}{h_{conv,i}} \quad (\text{Ecuación 2.1})$$

Siendo, $h_{conv,i}$ el coeficiente convectivo del aire interno. De forma general el coeficiente de convección h se relaciona con el número de Nusselt Nu de la siguiente forma:

$$h = \frac{Nu k}{L} \quad (\text{Ecuación 2.2})$$

Donde k se evalúa a temperatura de película y L es la longitud característica de la geometría, para placa horizontal depende del área y perímetro de la superficie analizada y en placa vertical corresponde a la longitud. El número de Nusselt para análisis de placa horizontal Nu_h en casos de superficie inferior de placa caliente y superficie superior de placa fría es:

$$Nu_h = 0.27 Ra^{1/4} \quad (\text{Ecuación 2.3})$$

Y el número de Rayleigh Ra se expresa como:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_\infty) L^3 \cdot Pr}{\nu^2} \quad (\text{Ecuación 2.4})$$

Donde g es la gravedad, T_s la temperatura de la superficie analizada y T_∞ la temperatura del fluido que realiza el intercambio de calor. El coeficiente de expansión β es el inverso de la temperatura de película, temperatura promedio entre la superficial y la del fluido, en la que se evalúan las propiedades del fluido, tales como el número de Prandtl Pr y la viscosidad cinemática ν .

Por otro lado, en el análisis de flujo de calor de paredes verticales se recomienda utilizar la correlación desarrollada por Churchill y Chu mostrada a continuación, la cual es válida para todo el intervalo de Rayleigh, para encontrar el número de Nusselt en orientación vertical Nu_v .

$$Nu_v = \left[0.825 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{(1+(0.492/Pr)^9/16)^{8/27}} \right]^2 \quad (\text{Ecuación 2.5})$$

Una vez obtenido el flujo de calor neto, se requiere conocer el espesor de aislamiento para limitar la tasa mencionada.

De forma similar al análisis de convección interna se obtiene el número de Rayleigh, el coeficiente convectivo y la resistencia térmica por convección.

Por otro lado, la resistencia térmica por radiación R_{rad} responde a la siguiente expresión:

$$R_{rad} = \frac{1}{h_r} \quad (\text{Ecuación 2.6})$$

Donde el coeficiente radiativo h_r se calcula como:

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_{s,e}^2 + T_a^2) (T_{s,e} + T_a) \quad (\text{Ecuación 2.7})$$

Siendo, ε la emisividad de la superficie externa que depende del material, y σ es la constante de Stefan Boltzmann.

$$R_{cond} = \frac{e}{k} \quad (\text{Ecuación 2.8})$$

La resistencia térmica por conducción R_{cond} se calcula con la Ecuación 2.8, en función de la conductividad del material que conforma la pared, y su espesor e .

Entonces, el flujo neto de transferencia de calor hacia el interior del refrigerador se relaciona con las resistencias térmicas como se muestra en esta ecuación:

$$q''_{neto} = \frac{T_a - T_i}{R_{conv,i} + R_{cond} + \left[\frac{R_{rad} R_{conv,e}}{R_{rad} + R_{conv,e}} \right]} \quad (\text{Ecuación 2.9})$$

Al realizar el balance de energía en la superficie externa del refrigerador se expresa la temperatura superficial como:

$$T_{s,e} = T_a - q''_{neto} \frac{R_{rad} R_{conv,e}}{R_{rad} + R_{conv,e}} \quad (\text{Ecuación 2.10})$$

Para encontrar la temperatura superficial externa y en consecuencia el espesor, se realiza interpolación bajo las condiciones mencionadas.

La carga térmica producida por el volumen de vacunas a transportar es el calor sensible del producto $Q_{vacunas}$, y se obtiene a través de la ecuación:

$$Q_{vacunas} = \dot{m}_{vacunas} c_p \Delta T_{vacunas} \quad (\text{Ecuación 2.11})$$

Esta ecuación involucra el flujo másico de vacunas $\dot{m}_{vacunas}$, su calor específico c_p y el diferencial de temperatura $\Delta T_{vacunas}$ para mantener el producto en el rango establecido de conservación.

El intercambio de calor con el aire externo debido al uso del refrigerador constituye una carga térmica de tipo sensible $Q_{s,inf}$ y latente $Q_{l,inf}$. De acuerdo a ASHRAE, para la determinación de carga por infiltraciones se usan las expresiones:

$$Q_{s,inf} = 1.1 \dot{V} (T_a - T_i) \quad (\text{Ecuación 2.12})$$

$$Q_{l,inf} = 60 \dot{V} \rho_{aire} \Delta \omega \left(1061 + 0.444 \left(\frac{T_a + T_i}{2} \right) \right) \quad (\text{Ecuación 2.13})$$

Donde \dot{V} es la tasa de flujo de aire, ρ_{aire} la densidad del aire y $\Delta \omega$ la diferencia de humedad relativa entre el aire externo e interno.

En consecuencia, el calor total a removerse del interior del refrigerador es la suma del calor que ingresa desde el exterior a través del área total A_{total} de las paredes del equipo, la carga térmica de producto y de infiltraciones de aire Q_{inf} .

$$Q_E = Q_{vacunas} + (q''_{neto} A_{total}) + Q_{inf} \quad (\text{Ecuación 2.14})$$

2.6.1 Potencia del compresor

Por balance de energía en el evaporador, como se muestra en la Figura 2.3, el calor que debe ser removido del equipo se expresa por la siguiente ecuación:

$$Q_E = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad (\text{Ecuación 2.15})$$

De esta forma, se obtiene el flujo másico de refrigerante \dot{m}_{ref} requerido para la remoción de calor mencionada; h_1 y h_4 son las entalpías de los estados 1 y 4, respectivamente. Por balance de energía en el condensador, el calor rechazado hacia el medio ambiente Q_C está dado por:

$$Q_C = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) \quad (\text{Ecuación 2.16})$$

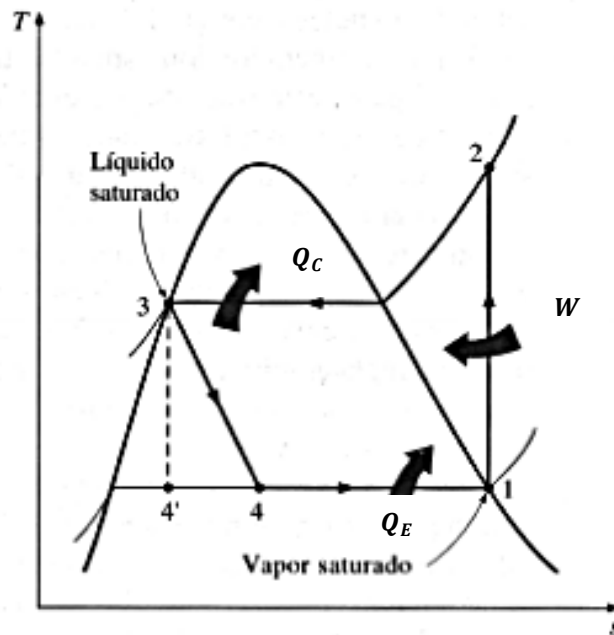


Figura 2.3 Diagrama Temperatura vs. Entropía

Fuente: Adaptado de Termodinámica 4ta Edición, Cengel & Boles.

Donde h_2 y h_3 son las entalpías de los estados 2 y 3 respectivamente. El fluido de trabajo sale del condensador como líquido saturado (estado 3), e ingresa al compresor como vapor saturado en el estado 1, estos procesos ocurren a presión constante de saturación, como se observa en la Figura 2.3. Al encontrarse en la misma línea de presión, $P_1 = P_4$ y $P_3 = P_2$; la válvula de estrangulamiento se

considera un proceso isoentálpico $h_3 = h_4$, y el compresor realiza trabajo de forma isentrópica, es decir $s_2 = s_1$.

Con las relaciones establecidas, se hallan las entalpías en cada estado, y por balance de energía en el sistema, el trabajo del compresor W se obtiene con la siguiente ecuación:

$$Q_C = Q_E + W \quad (\text{Ecuación 2.17})$$

El coeficiente de desempeño COP se determina mediante:

$$COP = \frac{Q_E}{W} \quad (\text{Ecuación 2.18})$$

2.6.2 Diseño del condensador y evaporador

El evaporador y condensador son intercambiadores de calor, y deben satisfacer una tasa de transferencia de calor. El sistema debe extraer Q_E del área refrigerada mediante el evaporador y rechazar Q_C al ambiente a través del condensador. De las ecuaciones 2.14 y 2.16 se obtienen los calores Q_E y Q_C , respectivamente.

La ecuación general, bajo condiciones de estado estable, para el análisis de un intercambiador es (Kakac, 2002):

$$Q = UA_T F \Delta T_{ml} \quad (\text{Ecuación 2.19})$$

Donde Q es el calor que se desea transferir, A_T el área de transferencia y F un factor de corrección. U es el coeficiente global de transferencia de calor, este se encuentra en función del radio externo e interno de la tubería, r_o y r_i respectivamente; del coeficiente convectivo del fluido externo e interno de la tubería, h_o y h_i respectivamente; la conductividad térmica del material de la tubería seleccionada y los coeficientes de acumulación de impurezas (fouling) externo e interno, R_{fo} y R_{fi} respectivamente.

$$U = \left(\frac{r_o}{r_i h_i} + \frac{r_o R_{fi}}{r_i} + \frac{r_o}{k} \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + R_{fo} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \quad (\text{Ecuación 2.20})$$

La diferencia media logarítmica de temperaturas ΔT_{ml} se infiere según:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c,o} - T_{a,i}) - (T_{c,i} - T_{a,o})}{\ln \left[\frac{T_{c,o} - T_{a,i}}{T_{c,i} - T_{a,o}} \right]} \quad (\text{Ecuación 2.21})$$

Donde $T_{c,i}$, $T_{c,o}$ y $T_{a,i}$, $T_{a,o}$ son las temperaturas inicial y final de los fluidos en el interior y en el exterior de la tubería, respectivamente.

El área total de transferencia de calor depende del diámetro d_o , longitud L_t y número de tubos N_t , y se relaciona de la siguiente forma:

$$A_T = \pi d_o L_t N_t \quad (\text{Ecuación 2.22})$$

Cuando no es posible definir si los fluidos se encontrarán con una configuración de flujo paralelo, en contraflujo o cruzado, la Ecuación 2.19 se multiplica por un factor de corrección, que comprende la efectividad de temperatura del intercambiador P y de la proporción de la tasa de capacidad de calor R.

$$P = \frac{T_{a,o} - T_{a,i}}{T_{c,i} - T_{a,i}} \quad (\text{Ecuación 2.23})$$

$$R = \frac{T_{c,i} - T_{c,o}}{T_{a,o} - T_{a,i}} \quad (\text{Ecuación 2.24})$$

De la Ecuación 2.19 se requiere encontrar el área de transferencia de calor total necesaria de los intercambiadores de calor, para el dimensionamiento de los tubos y el arreglo necesario.

Los coeficientes de convección, en el análisis interno y externo del condensador y evaporador, se describen a continuación para cada caso.

Condensador

En este análisis se tiene un flujo bifásico en el interior del intercambiador y aire en el exterior. Para hallar el coeficiente convectivo interno del condensador $h_{i,c}$ en una configuración de tuberías verticales se utiliza la correlación de Chen (Papini & Cammi, 2009).

$$h_{i,c} = k_f \left(\frac{v_f^2}{g} \right)^{-1/3} (Re_L^{-0.44} + 5.82 * 10^{-6} Re_L^{0.8} Pr_L^{1/3})^{1/2} \quad (\text{Ecuación 2.25})$$

La Ecuación 2.25 es evaluada con las propiedades del líquido a temperatura de saturación, el subíndice f indica esta condición, y sólo es válida para flujos de régimen turbulento, por lo que se compara el número de Reynolds del flujo Re_L con el de transición Re_{trans} .

$$Re_L = \frac{4 \dot{m}_{ref}}{\mu_f d_i^2} \quad (\text{Ecuación 2.26})$$

$$Re_{trans} = 4658 Pr_f^{-1.05} \quad (\text{Ecuación 2.27})$$

Donde μ_f y ν_f son las viscosidades dinámica y cinemática respectivamente a temperatura de saturación.

Mientras que para el cálculo del coeficiente externo se utiliza la Ecuación 2.2 y la correlación de Churchill & Bernstein:

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (\text{Ecuación 2.28})$$

Donde el número de Reynolds Re se lo calcula como:

$$Re = \frac{u d_o}{\nu} \quad (\text{Ecuación 2.29})$$

Siendo el término u la velocidad del fluido externo, en este caso del aire.

Evaporador

Se tiene un flujo bifásico en el interior de la tubería y en el exterior aire, en este caso se analiza el aire que se encuentra en el interior del refrigerador.

El coeficiente de convección del refrigerante en el evaporador $h_{i,e}$ se halla con la correlación de Shah (Kakac, 2002).

$$h_{i,e} = h_{nb} + h_{cb} \quad (\text{Ecuación 2.30})$$

$$h_{nb} = F_{cnb} h_{lo} \quad (\text{Ecuación 2.31})$$

$$h_{cb} = F_{cb} h_{lo} \quad (\text{Ecuación 2.32})$$

El coeficiente de transferencia total $h_{i,e}$ es la suma del coeficiente de transferencia por nucleación h_{nb} y convección h_{cb} . Estos dos últimos son función del factor F_{cnb} y F_{cb} respectivamente, los que a su vez dependen del número de convección Co y el número de ebullición Bo .

$$F_{cnb} = F_{nb}(0.77 + 0.13F_{cb}) \quad (\text{Ecuación 2.33})$$

$$F_{cb} = 1.8 Co^{-0.8} \quad (\text{Ecuación 2.34})$$

$$F_{nb} = 231 Bo^{0.5} \quad (\text{Ecuación 2.35})$$

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5} k_{fr} \quad (\text{Ecuación 2.36})$$

$$k_{fr} = (25 Fr)^{-0.3} \quad (\text{Ecuación 2.37})$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_f g d_i} \quad (\text{Ecuación 2.38})$$

$$Bo = \frac{q''}{G L_v} \quad (\text{Ecuación 2.39})$$

$$q'' = U_e (T_H - T_{sat}) \quad (\text{Ecuación 2.40})$$

$$G = \frac{4 \dot{m}_{ref}}{\pi d_i^2} \quad (\text{Ecuación 2.41})$$

Donde ρ_g y ρ_f la densidad del fluido en estado de vapor y líquido saturado respectivamente, x la calidad de la mezcla, k_{fr} el factor de corrección de acuerdo

al número de Froude $Fr \cdot L_v$ es el calor latente de vaporización, q'' corresponde al flujo de calor por unidad de área estimado, U_e el coeficiente global de transferencia de calor estimado y T_H la temperatura del fluido externo. G es el flujo másico por unidad de área.

Las regiones de flujo se clasifican según el número de Reynolds en: laminar ($Re_{lo} < 1600$), de transición ($1600 < Re_{lo} < 3000$) y turbulento ($Re_{lo} > 3000$); por este motivo se debe calcular el coeficiente de transferencia de calor con la correlación adecuada de acuerdo al tipo de flujo. El número de Reynolds Re_{lo} se calcula con la Ecuación 2.26, evaluado con las propiedades del fluido de ebullición en estado líquido.

El coeficiente de transferencia de calor h_{lo} para régimen laminar (Incropera & De Witt, 1999):

$$h_{lo,lam} = 3,66 \frac{k_f}{d_i} \quad (\text{Ecuación 2.42})$$

Coeficiente de transferencia de calor h_{lo} para régimen turbulento:

$$h_{lo,turb} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re_{lo} Pr_f \frac{k_f}{d_i}}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr_f^{2/3} - 1)} \quad (\text{Ecuación 2.43})$$

Donde,

$$f = (0.79 \ln(Re_{lo}) - 1.64)^{-2} \quad (\text{Ecuación 2.44})$$

En caso de régimen de transición se realiza una interpolación entre la Ecuación 2.42 y la Ecuación 2.43.

El coeficiente de convección del aire en el interior del refrigerador h_o se calcula como la suma equivalente de la transferencia de calor por convección natural y la radiación (Laguerre, 2010).

$$h_o = h_{ea} + h_r \quad (\text{Ecuación 2.45})$$

El coeficiente de convección natural evaporador-aire interno h_{ea} se obtiene a través del número de Stanton (Ravi, Krishnaiah, Akella, & Azizuddin, 2015), definido como:

$$St = \frac{h_{ea}}{\rho_{aire} u_{aire} c_{p,aire}} \quad (\text{Ecuación 2.46})$$

Además este último se expresa con la correlación de Mc Quiston, Spitler & Parker:

$$St Pr^{2/3} = J \quad (\text{Ecuación 2.47})$$

Donde St es el número de Stanton y el factor J es obtenido de la correlación:

$$J = 0.0014 + 0.2618 Re^{-0.4} \left(\frac{A}{A_{Tubo}} \right)^{-0.15} \quad (\text{Ecuación 2.48})$$

A es el área total de transferencia de calor externa y A_{Tubo} es el área del tubo del evaporador de placa.

Además el coeficiente de radiación evaporador-paredes internas h_r se obtiene a través de:

$$h_r = \sigma \varepsilon_1 \varepsilon_2 (T_{sat,K}^2 + T_{pared}^2) (T_{sat,K} + T_{pared}) \quad (\text{Ecuación 2.49})$$

Donde $T_{sat,K}$ es la temperatura de saturación expresada en grados Kelvin, T_{pared} la temperatura de la pared; ε_1 y ε_2 son emisividades de las paredes internas.

2.7 Dimensionamiento del sistema fotovoltaico y batería

El panel fotovoltaico debe captar la energía solar para suplir la demanda energética del compresor, de manera que se parte de la evaluación del consumo total de energía para corriente alterna; este análisis se realiza de acuerdo a (CIRCE, 2005).

$$E_{dc} = \frac{(1+f_s)}{\eta_{inv}} E_{ac} \quad (\text{Ecuación 2.50})$$

De la Ecuación 2.50, f_s es un factor de seguridad debido a pérdidas en cableado y variación de consumos, η_{inv} es la eficiencia del inversor y E_{ac} representa el consumo diario en corriente alterna. Luego, se calcula la relación $P_{C/R}$ entre consumos y radiación:

$$P_{C/R} = \frac{E_{dc}}{I_T} \quad (\text{Ecuación 2.51})$$

Donde la radiación disponible I_T depende del lugar y del ángulo de orientación del panel β_p que responde al modelo de cielo isotrópico (Duffie & Beckman, 2013).

$$I_T = I_b \cdot R_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta_p}{2} \right) + (I_b + I_d) \rho_R \left(\frac{1 - \cos \beta_p}{2} \right) \quad (\text{Ecuación 2.52})$$

I_b e I_d son las radiaciones directa y difusa, respectivamente, sobre una superficie horizontal, ρ_R es la reflectancia difusa y R_b denominado factor de corrección angular se define con:

$$R_b = \frac{\cos(\phi + \beta_p) \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin(\phi + \beta_p) \sin \delta}{\cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin \phi \cdot \sin \delta} \quad (\text{Ecuación 2.53})$$

ϕ es la latitud, δ el ángulo de declinación solar y ω el ángulo de desplazamiento por hora. El área de captación del panel A_p y su potencia nominal C_p se determina con las ecuaciones:

$$A_p = \frac{1.1 P_{C/R}}{\rho_p} \quad (\text{Ecuación 2.54})$$

$$C_p = 1000 \rho_p A_p \quad (\text{Ecuación 2.55})$$

Donde ρ_p es el rendimiento del panel fotovoltaico. Por último, para realizar la selección de la batería se establece el tiempo de autonomía deseada N , en días, y el voltaje de trabajo V_{op} .

$$Q_{bat} = \frac{1.2 E_{dc} N}{V_{op}} \quad (\text{Ecuación 2.56})$$

Al reemplazar las variables mencionadas en la Ecuación 2.56 se obtiene la capacidad de acumulación Q_{bat} en amperios-hora de la batería.

2.8 Accesorios y dispositivos de control

Inversor

Los requerimientos de la especificación PQS E03 RF04.2 (World Health Organization, 2010) respecto al ciclo de refrigeración indican que la unidad de compresión debe operar con electricidad de corriente continua, por consiguiente se necesita un inversor para la conversión de corriente continua (DC) en corriente alterna (AC). Su selección depende de la potencia y tipo de compresor.

Regulador de carga

Limita la tasa de corriente eléctrica suministrada a las baterías para preservar su vida útil y rendimiento, en caso de una posible sobrecarga o exceso de voltaje, se escoge el regulador de carga de acuerdo a la corriente de cortocircuito del panel que compone la instalación.

Dispositivos de medición

Ubicados en la cara frontal del refrigerador, se debe contar con un panel de control y termóstato.

Puertas y accesorios

Los materiales que componen el marco y tapa superior del refrigerador deben brindar resistencia a la corrosión, así como las bisagras y manijas. Además, se debe contar con un sistema de sujeción y parrillas con resistencia mecánica adecuada.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

En este capítulo se detallan los resultados del diseño del refrigerador de acuerdo a las ecuaciones mostradas en el capítulo previo.

Para conocer el comportamiento y la distribución de temperatura en el refrigerador se realizaron simulaciones de transferencia de calor, así como del sistema fotovoltaico. El desarrollo de cálculos y resultados parciales se encuentra en la sección Anexos.

3.1 Resultados del diseño

Esta sección comprende los resultados del proceso para obtener el espesor del aislante, las dimensiones de los intercambiadores de calor: evaporador y condensador, dimensionamiento del sistema fotovoltaico y de acumulación, y la selección de accesorios.

Los cálculos se han desarrollado con base en diferentes condiciones de operación establecidas para garantizar el correcto diseño del refrigerador, como se muestra en la Tabla 5.

Tabla 5. Consideraciones de diseño generales

Variable	Valor	Unidad
T_a	27	°C
$T_{s,i}$	8	°C
T_i	5	°C
a	35.5	cm
b	35.5	cm
c	30.5	cm
t	900	s
$m_{vacunas}$	3.1	kg
n_{ren}	2	renovación/hora
ω_1	80	%
ω_2	60	%

Fuente: Elaboración propia

Se asume una temperatura interna superficial de 8°C, con el propósito de limitar la transferencia de calor debido a las condiciones externas y conservar las vacunas que se encuentren próximas a las paredes del refrigerador. La temperatura del aire interno es el promedio del rango aceptado para conservación de vacunas refrigeradas (World Health Organization, 2015). Estas condiciones se han considerado tanto para las paredes horizontales y verticales. Las dimensiones mostradas son medidas internas del refrigerador, las variables a, b y c corresponden a altura, base y ancho, respectivamente.

El tiempo de enfriamiento deseado para la masa de vacunas a transportar es de 900 segundos, es decir 15 minutos, este valor es el equivalente por hora en relación al número de horas de trabajo del compresor por día que corresponde a 6 horas (Alvarado Fajardo & Carvajal-Osorio, 2014). Las vacunas en composición líquida poseen, como uno de sus principales componentes agua destilada, por lo que se considera este fluido para el modelado del producto. La influencia de las infiltraciones en la carga térmica se determina asumiendo 2 cambios de aire por hora (ASHRAE, 2009). Cabe recalcar que este factor es difícil de predecir, por lo que se asume el sugerido por la norma. De la Tabla 5, ω_1 y ω_2 son las humedades relativas del aire externo e interno, respectivamente.

3.1.1 Resultados de cálculos del sistema de refrigeración

Para esta sección, los valores de las propiedades físicas utilizadas son obtenidos de la base de datos del software Engineering Equation Solver (EES). Este software es además utilizado para realizar los cálculos mostrados a lo largo de este capítulo, su desarrollo se puede ver en el Apéndice A.

Coeficiente convectivo del aire interno

Obtenido a partir de la Ecuación 2.2 y la relación del número de Nusselt de la Ecuación 2.3, donde el número de Rayleigh se calcula con la ecuación 2.4.

$$h_{conv,i,h} = 1.76 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (\text{Ecuación 3.1})$$

$$h_{conv,i,v} = 2.56 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (\text{Ecuación 3.2})$$

Los subíndices h y v se refieren al análisis en la superficie horizontal y vertical, respectivamente.

Tasa máxima de transferencia de calor

Obtenido de la Ecuación 2.1 que relaciona la temperatura superficial y la del fluido interno con el coeficiente convectivo interno, previamente obtenido.

$$q_{neto,h}'' = 5.27 \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (\text{Ecuación 3.3})$$

$$q_{neto,v}'' = 7.67 \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (\text{Ecuación 3.4})$$

Coefficiente radiativo

Se obtiene a partir de la Ecuación 2.7, con una temperatura ambiente de diseño asumida en 27°C. Se escoge como recubrimiento externo acrilonitrilo butadieno estireno (ABS) que es un plástico resistente al impacto que cumple con el requerimiento de resistencia a la corrosión; la emisividad es 0.9, valor referencial para plásticos (MIKRON Instrument Company Inc.).

$$h_r = 5.49 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (\text{Ecuación 3.5})$$

Coefficiente convectivo del aire externo

Calculado a través de la Ecuación 2.2 donde el número de Nusselt es el resultado del uso de la Ecuación 2.3 para el análisis horizontal y la Ecuación 2.5 para el caso vertical.

$$h_{conv,e,h} = 1.23 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (\text{Ecuación 3.6})$$

$$h_{conv,e,v} = 1.83 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (\text{Ecuación 3.7})$$

Espesor de aislante

El material escogido es poliuretano por su amplio uso en refrigeración y cámaras frigoríficas debido a su conductividad térmica. El espesor es despejado de la Ecuación 2.9 y la Ecuación 2.10, cabe recalcar que la temperatura superficial externa considerada se obtiene por interpolación entre las ecuaciones mencionadas, este proceso se realiza en el software *EES Engineering Equation Solver*.

$$e_h = 6.9 [cm] \quad (\text{Ecuación 3.8})$$

$$e_v = 4.5 [cm] \quad (\text{Ecuación 3.9})$$

En el diseño se decide trabajar con un espesor de aislante de 4.5 cm, bajo esta premisa se repite el procedimiento anterior para encontrar la ganancia de calor real hacia el sistema.

Calor de evaporación

El calor que debe remover el evaporador se obtiene de la Ecuación 2.14 que relaciona el calor sensible producido por las vacunas (Ecuación 2.11), el calor de entrada al sistema debido a las condiciones externas y la carga térmica debido a infiltraciones de aire con las ecuaciones 12 y 13.

$$Q_E = 119 [W] \quad (\text{Ecuación 3.10})$$

Calor de condensación

Calculado a partir de la Ecuación 2.16, las entalpías se han obtenido para refrigerante R134a.

$$Q_C = 180 [W] \quad (\text{Ecuación 3.11})$$

De acuerdo a la especificación WHO PQS E03/ RF04.2, el refrigerante seleccionado para el sistema de refrigeración puede ser compuesto por hidrofluorocarbonos HFC o hidrocarbonos HC. El refrigerante R134a posee HFCs y tiene un alto grado de aplicación a nivel industrial y doméstico. La temperatura

de evaporación T_1 se asume en -23°C y la de condensación T_2 en 55°C , estos valores son usados en las pruebas de compresores según el test ASHRAE 32.

Trabajo del compresor

Este valor es el resultado de despejar W de la Ecuación 2.17 en función del calor de condensación y evaporación.

$$W = 61 [W] \quad (\text{Ecuación 3.12})$$

Coficiente de desempeño

La medida de desempeño termodinámico es obtenida con la Ecuación 2.18, luego de conocer el trabajo del compresor.

$$COP \approx 1.9 \quad (\text{Ecuación 3.13})$$

3.1.2 Resultados de cálculos del condensador

Las consideraciones de diseño asumidas para el diseño del condensador y evaporador se muestran en la Tabla 6.

Tabla 6. Consideraciones de diseño de condensador y evaporador

Variable	Valor	Unidad
d_o	9.52	mm
e	0.56	mm
R_{fi}	1	m^2K/W
R_{fo}	0.0000352	m^2K/W
$T_{co,c}$	55	$^\circ\text{C}$
$T_{ai,c}$	27	$^\circ\text{C}$
$T_{ao,c}$	35	$^\circ\text{C}$
$T_{co,e}$	-23.3	$^\circ\text{C}$
$T_{ai,e}$	5	$^\circ\text{C}$
$T_{ao,e}$	8	$^\circ\text{C}$

Fuente: Elaboración propia

Los valores de diámetros y espesores típicos, así como de las resistencias debido a impurezas de esta aplicación son tomados de la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA), 1999).

Coeficiente de convección interno

El coeficiente de transferencia de calor para el interior del intercambiador obtenido de la correlación de Chen (Ecuación 2.25) es:

$$h_{ic} = 1034 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (\text{Ecuación 3.14})$$

Coeficiente de convección aire externo

De la Ecuación 2.2 y la correlación de Churchill & Bernstein (Ecuación 2.28) se encuentra que el coeficiente de convección del aire externo es:

$$h_{oc} = 78.14 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (\text{Ecuación 3.15})$$

Coeficiente global de transferencia de calor

Se obtiene de la Ecuación 2.20 utilizando los resultados de las ecuaciones 3.14 y 3.15, así como los parámetros presentados en la Tabla 6.

$$U_c = 70.54 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (\text{Ecuación 3.16})$$

Diferencia media logarítmica

Mediante el reemplazo de las temperaturas $T_{c,o}$, $T_{a,i}$ y $T_{a,o}$ de la Tabla 6 en la Ecuación 2.21 se obtiene:

$$\Delta T_{ml,c} = 23.78 [K] \quad (\text{Ecuación 3.17})$$

Configuración de tubos

Se calcula el área de transferencia de calor requerida A_T por despeje de la Ecuación 2.19, que relaciona los resultados obtenidos en las ecuaciones 3.11, 3.16 y 3.17.

$$A_{tc} = 0.1073 [m^2] \quad (\text{Ecuación 3.18})$$

3.1.3 Resultados de cálculos del evaporador

Coeficiente de convección interno

Obtenido mediante la correlación de Shah (Ecuación 2.30).

$$h_{ie} = 818.6 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (\text{Ecuación 3.19})$$

Coeficiente de convección equivalente para el aire externo

El coeficiente equivalente se lo obtiene mediante la Ecuación 2.45, dando como resultado:

$$h_{oe} = 33.96 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (\text{Ecuación 3.20})$$

Coeficiente global de transferencia de calor

Este coeficiente se obtiene de la Ecuación 2.20, los resultados de las ecuaciones 3.19 y 3.20, y los parámetros presentados en la Tabla 6.

$$U_e = 32.07 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (\text{Ecuación 3.21})$$

Diferencia media logarítmica

Haciendo uso de la Tabla 6 donde se indican las temperaturas adecuadas para la Ecuación 2.22 se determina:

$$\Delta T_{ml,e} = 29.77 [K] \quad (\text{Ecuación 3.22})$$

Configuración de tubos

Se calcula el área de transferencia de calor *requerida* A_T de la Ecuación 2.19, mediante los resultados obtenidos de las Ecuaciones 3.10, 3.21 y 3.22, dando como resultado:

$$A_{t,e} = 0.1236[m^2] \quad (\text{Ecuación 3.23})$$

3.1.4 Resultados de cálculos de panel fotovoltaico y batería

Consumo diario de energía en corriente alterna

Obtenido de la Ecuación 2.50 bajo las consideraciones de factor de seguridad f_s del 10% y eficiencia del inversor η_{inv} del 90%. El tiempo de operación mostrado es el valor promedio diario durante el cual se encuentra el compresor encendido.

$$E_{dc} = 437.8 [Wh] \quad (\text{Ecuación 3.24})$$

Un refrigerador no es un equipo de funcionamiento continuo por lo que se asume el consumo de potencia nominal en un tiempo de operación de 6 horas por día (Alvarado Fajardo & Carvajal-Osorio, 2014)

Relación entre consumo y radiación

Este valor se escoge a través del desarrollo de las Ecuaciones 2.51, 2.52 y 2.53. Conviene subrayar que el equipo será destinado para servir en varias zonas del territorio ecuatoriano, se diseña para una de las zonas de menor radiación global anual promedio como es el cantón Balao en la provincia del Guayas (CONELEC, 2008). En la sección Anexos se muestra el procedimiento para encontrar el ángulo de inclinación óptimo del panel, que corresponde a 15° .

$$P_{max} = 0.085 [m^2] \quad (\text{Ecuación 3.25})$$

Área y potencia de captación de panel

Estos resultados se obtienen de la Ecuación 2.54 y 2.55, considerando un rendimiento del 15% para panel monocristalino.

$$A_p = 0.63 [m^2] \quad (\text{Ecuación 3.26})$$

$$C_p = 93 [W] \quad (\text{Ecuación 3.27})$$

Capacidad de acumulación de batería

Obtenido de la Ecuación 2.56, se establece un tiempo de autonomía mínimo de 3 días para el dimensionamiento bajo los lineamientos de la especificación PQS E03 RF4.2.

$$Q = 131.4 [Ah] \quad (\text{Ecuación 3.28})$$

El voltaje de trabajo deseado es de 12 V, por requerirse un compresor que trabaje con corriente continua.

3.1.5 Selección de componentes y accesorios

Compresor e inversor

De acuerdo al calor de evaporación y la potencia requerida, el compresor seleccionado es el modelo Sikelan QDZH35G mostrado en la figura 3.1.



Figura 3.1 Compresor

Fuente: Catálogo Sikelan.

Las especificaciones técnicas del compresor escogido se muestran en la Tabla 7.

Tabla 7. Especificaciones técnicas de compresor

Parámetro	Descripción
Modelo	QDZH35G
Voltaje DC	12 VDC
Refrigerante	R134a
Tipo de aplicación	LBP (Low Back Pressure)
Tipo de motor	Velocidad variable
Capacidad @3500 RPM	72-210 W
Desplazamiento	3.5 cm ³
Tipo compresor	Hermético recíprocante
Peso aproximado	4.4 kg

Fuente: Catálogo electrónico Sikelan.

Este compresor posee una unidad electrónica de control con convertidor incorporado, de corriente continua a corriente alterna, para funcionar con 12VDC,

además brinda protección al equipo cuando se conecta con una batería. El modelo seleccionado es un diseño especial para aplicaciones móviles.

Panel fotovoltaico

Es de estructura monocristalina, posee una elevada eficiencia de celdas. El panel se ha escogido según el área de captación calculada, y corresponde al modelo Simax SM636-150 que se muestra en la Figura 3.2. La potencia pico calculada es 93 Wp, sin embargo se opta por un panel de 150 Wp para cubrir la demanda energética, con un factor de seguridad de 1.5.



Figura 3.2 Panel fotovoltaico monocristalino

Fuente: Proviento S.A.

Las características técnicas del panel escogido se indican en la Tabla 8.

Tabla 8. Especificaciones técnicas de panel fotovoltaico monocristalino

Parámetro	Descripción
Modelo	SM636-150
Número de celdas	36 unidades
Dimensiones de panel (largo x ancho x espesor)	1482 x 676 x 35 mm
Potencia máxima	150 W
Eficiencia celda	15.5%
Corriente cortocircuito	8.88 A
Voltaje máximo	18.1 V
Corriente máxima	8.42 A
Peso	12 kg

Fuente: Proviento S.A, catálogo SIMAX

Batería

De tipo VRLA, se caracteriza por ser libre de mantenimiento, su selección se realiza de acuerdo a la capacidad de acumulación deseada y los días de autonomía. El modelo seleccionado corresponde al Ultracell UCG150-12, como se observa en la Figura 3.3.



Figura 3.3 Batería

Fuente: Catálogo Ultracell.

Sus especificaciones técnicas se muestran en la Tabla 9.

Tabla 9. Especificaciones técnicas de batería

Parámetro	Descripción
Modelo	UCG150-12
Voltaje nominal	12 V
Capacidad nominal	150 Ah @10h
Corriente máxima de descarga	1500A (5s)
Resistencia interna	Aprox. 2.5mΩ
Temperatura de operación	25±3°C
Vida útil	15 años @ 20°C
Tiempo descarga propia	6 meses
Peso aproximado	44 kg

Fuente: Proviento S.A, catálogo Ultracell

Regulador de carga

El modelo seleccionado es MorningStar SHS-10 y se muestra en la Figura 3.4. Posee un control de desconexión cuando se tiene bajos voltajes, es de alta confiabilidad por su bajo régimen de fallas y recomendado para climas tropicales por su cubierta a prueba de humedad.



Figura 3.4 Regulador de carga

Fuente: Proviento S.A.

Las especificaciones técnicas de este modelo se indican en la Tabla 10.

Tabla 10. Especificaciones técnicas de regulador de carga

Parámetro	Descripción
Modelo	SHS-10
Desconexión por bajo voltaje	11.5 V
Reconexión por bajo voltaje	12.6 V
Terminales	4mm ²
Dimensiones (Largo x ancho x espesor)	15.1 x 6.6 x 3.6 cm
Peso	113 g
Temperatura	-25 a +50°C
Consumo	8mA
Tipo de carga	PWM

Fuente: Catálogo MorningStar

Termostato

Se selecciona el termostato cuyo modelo es QE Quality QTH-67 y se muestra en la Figura 3.5., este dispositivo sensa y controla la temperatura en el interior del refrigerador.



Figura 3.5. Termostato

Fuente: QeQuality

Las especificaciones técnicas del dispositivo se muestran en la Tabla 11.

Tabla 11. Especificaciones técnicas de termostato

Parámetro	Descripción
Modelo	QTH-67
Rango de Temperatura	0-37 °C
Tipo	No programable
Nº de Etapas	1 etapa

Fuente: Catálogo QeQuality

3.2 Resultados de la simulación de la ganancia de calor en el refrigerador

Se realizó un análisis de la transferencia de calor que ocurre a través de las paredes del refrigerador hacia el interior del mismo, el estudio se elaboró mediante el software SolidWorks, con el objetivo de verificar el comportamiento del contenedor interno en ausencia de alimentación de energía.

El estudio computacional permite identificar la distribución de temperatura para estado transiente, es decir en función del tiempo; cabe subrayar que para propósitos de cálculo se asumió el modelo de estado estable. En la simulación se

utilizó un modelo representativo del refrigerador, como se muestra a continuación en la Figura 3.6.

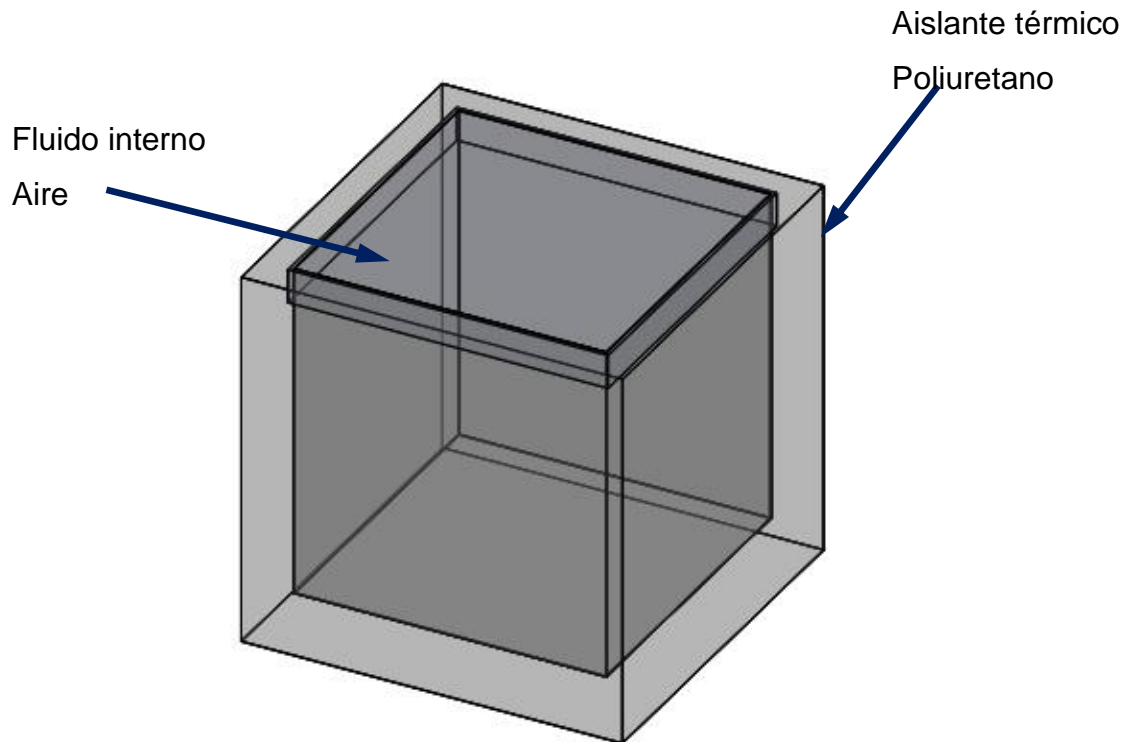


Figura 3.6 Modelo representativo de refrigerador para simulación

Fuente: Elaboración propia

En este análisis se han considerado las condiciones siguientes:

- Fluido interno de refrigerador: aire
- Medio externo: aire
- Aislante térmico: poliuretano
- Temperatura ambiente: 27°C
- Temperatura inicial de aire interno: 2°C
- El comportamiento de las paredes es de tipo real

Los resultados de la simulación se muestran en la Figura 3.7 y 3.8.

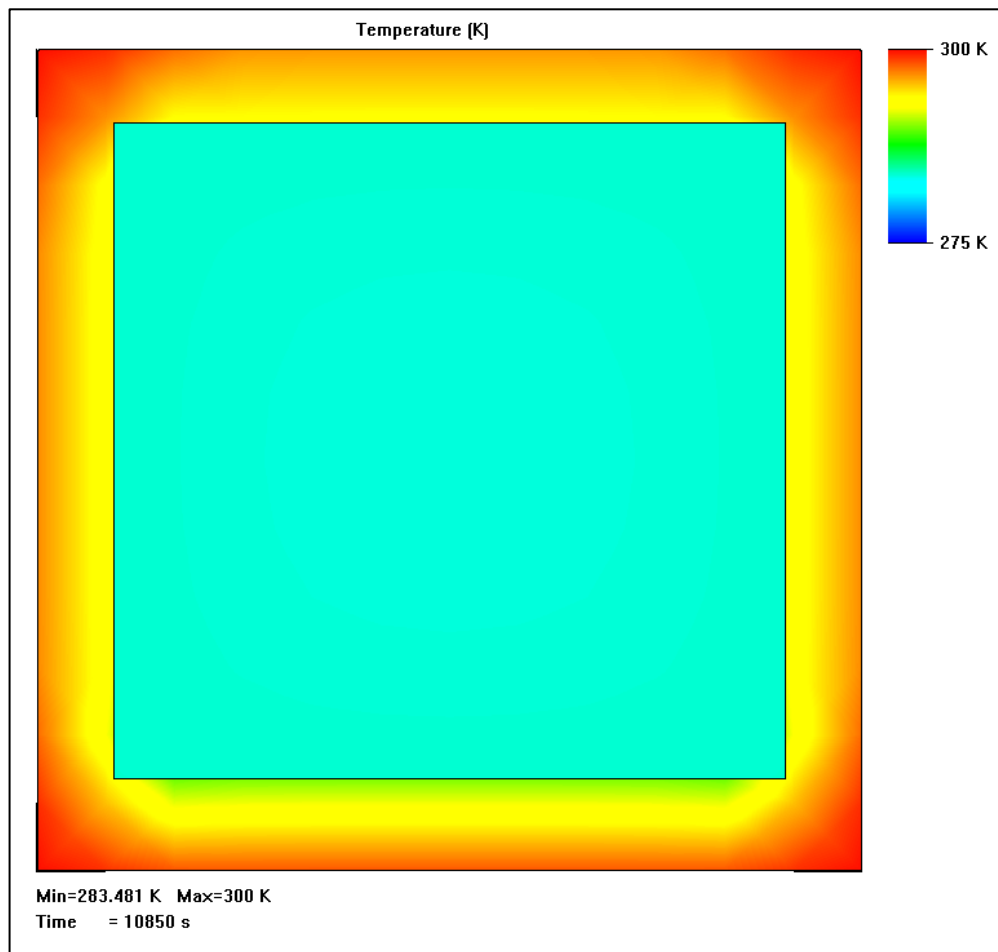


Figura 3.7 Distribución de temperatura en refrigerador luego de 3 horas

Fuente: Elaboración propia

La Figura 3.7 indica de manera gráfica la distribución de la temperatura en el refrigerador, luego de aproximadamente 3 horas. Las zonas de color rojo representan las que poseen mayor temperatura, mientras que aquellas de color celeste las de menor temperatura.

En la Figura 3.8 se muestra solamente el compartimiento interno del refrigerador, que es modelado como aire. La mayor temperatura ocurre en los extremos del mismo, mientras en el centro del refrigerador es menor, siendo la temperatura media del aire interno de 283.6K (10.5°C).

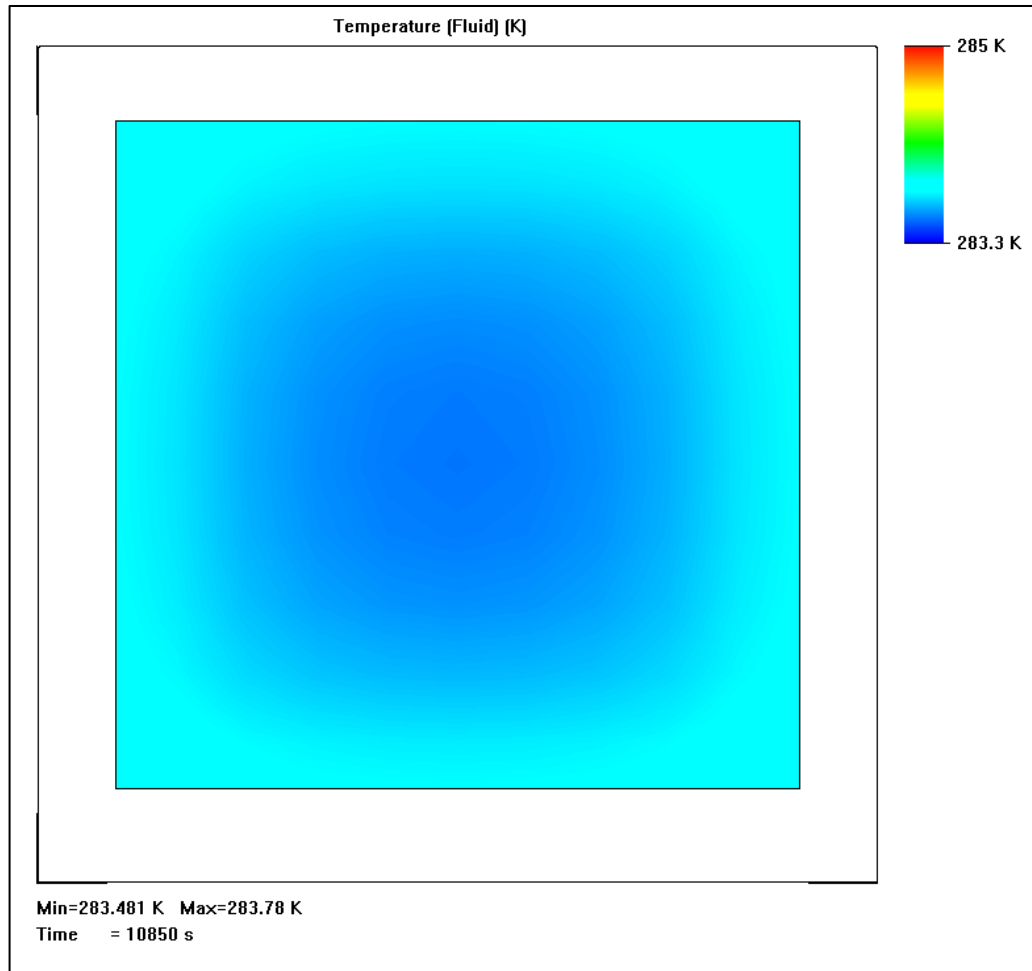


Figura 3.8 Distribución de temperatura del fluido interno luego de 3 horas

Fuente: Elaboración propia

La Figura 3.9 muestra la variación de temperatura del aire interno respecto al tiempo, luego de 3 horas, es decir 10800 segundos, donde se presenta que el aire alcanza aproximadamente 10°C, cumpliendo el requerimiento de tiempo de efectividad.

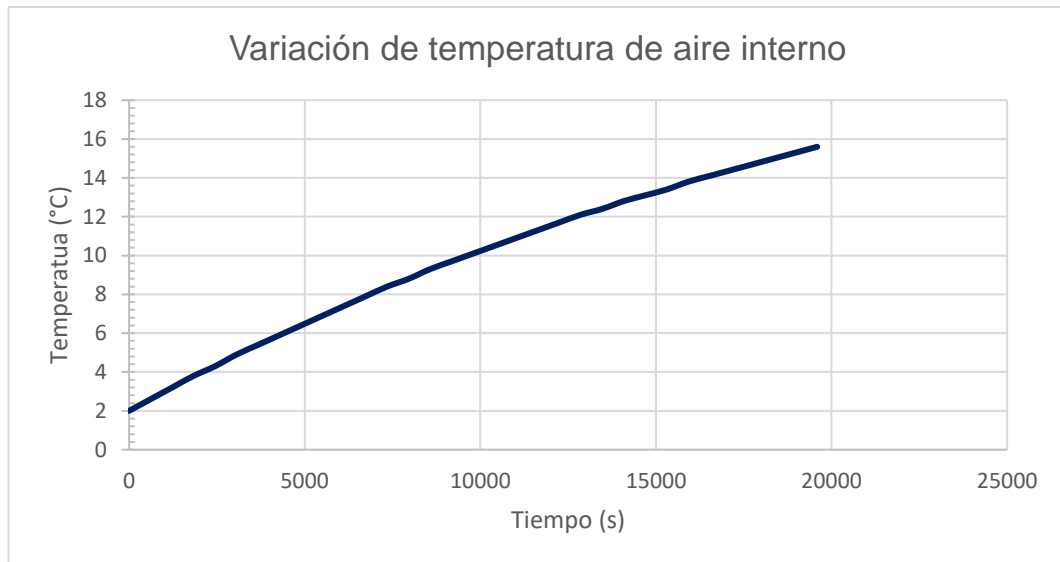


Figura 3.9 Temperatura vs Tiempo dentro del refrigerador

Fuente: Elaboración propia

3.3 Análisis de costos

En esta sección se muestra el detalle de los costos directos e indirectos para la construcción del sistema.

3.3.1 Costos directos

Los costos directos engloban varios rubros, entre ellos se encuentran los materiales, componentes y accesorios, costo de horas/hombre y montaje. En la Tabla 12 se detalla los costos correspondientes a los componentes necesarios.

Tabla 12. Costo de componentes

Componente	Cantidad	V. unitario	V. total
Panel solar fotovoltaico	1	\$ 210.00	\$ 210.00
Batería	1	\$ 490.00	\$ 490.00
Regulador de carga	1	\$ 60.00	\$ 60.00
Compresor	1	\$ 126.00	\$ 126.00
Instrumentación	1	\$ 31.14	\$ 31.14
VALOR TOTAL			\$ 917.14

Fuente: Proviento, Qequality y Sikelan (Proveedores).

En la Tabla 13 se indican los costos relacionados con materiales para la construcción del sistema.

Tabla 13. Costo de materiales

Materiales	Cantidad	V. unitario	V. total
Tubo estructural ϕ 1 1/4"	1	\$ 7.99	\$ 7.99
Tubo estructural ϕ 1"	1	\$ 3.99	\$ 3.99
Tubería rectangular 60x40x2mm	1	\$ 16.26	\$ 16.26
Angulo 40x40mm	1	\$ 5.48	\$ 5.48
Estructura móvil	1	\$ 40.15	\$ 40.15
Platina de 1/8 x 2 1/2	1	\$ 1.50	\$ 1.50
Perfil de refrigeración	1	\$ 10.00	\$ 10.00
Laminas de ABS 1600x2000mm	2	\$ 20.47	\$ 40.94
Poliuretano	1	\$ 49.00	\$ 49.00
Tubo capilar ϕ 0.8x3000mm	1	\$ 6.55	\$ 6.55
Tubería de cobre ϕ 3/8"x6000mm	1	\$ 13.10	\$ 13.10
Plancha de aluminio 1000x2000x0.5mm	1	\$ 9.85	\$ 9.85
VALOR TOTAL			\$ 204.81

Fuente: Ipac, Geroneto, Poligroup y Ecuapoliuretanos (Proveedores).

Los costos directos también dependen de los costos de construcción que representan los servicios contratados y consumibles. Se establecen \$228.69 por los rubros mencionados.

3.3.2 Costos indirectos

Los costos indirectos son rubros considerados parte de la producción e influyen en el costo total del proyecto. Sin embargo, no se relacionan de forma directa en

la construcción. Comprende los costos de ingeniería, que representa el trabajo del diseñador, y un porcentaje atribuido a imprevistos del 15%, como se muestra en la Tabla 14.

Tabla 14. Costos indirectos

Descripción	Valor total
Costo de ingeniería	\$ 450.87
Imprevistos	\$ 168.29
VALOR TOTAL	\$ 619.16

Fuente: Elaboración propia

3.3.3 Costo total

El costo total comprende todos los valores involucrados en la implementación del proyecto y es la suma de los costos directos e indirectos mostrados en las tablas previas. En la Tabla 15 se muestra el costo total del equipo.

Tabla 15. Costo total del proyecto

COSTO TOTAL	
Costos directos	\$ 1,350.64
Costos indirectos	\$ 619.16
VALOR	\$ 1,969.80

Fuente: Elaboración propia

Este valor calculado, es menor que el de productos similares encontrados en el extranjero, los cuales se encuentran entre los \$2500 y \$3500. Además, se debe considerar el hecho de la importación de estos sistemas provocará un aumento en su valor debido a tasas arancelarias, así como un tiempo de espera mayor al que llevaría la construcción del mismo. El cronograma para la construcción en Ecuador del sistema se muestra a continuación:

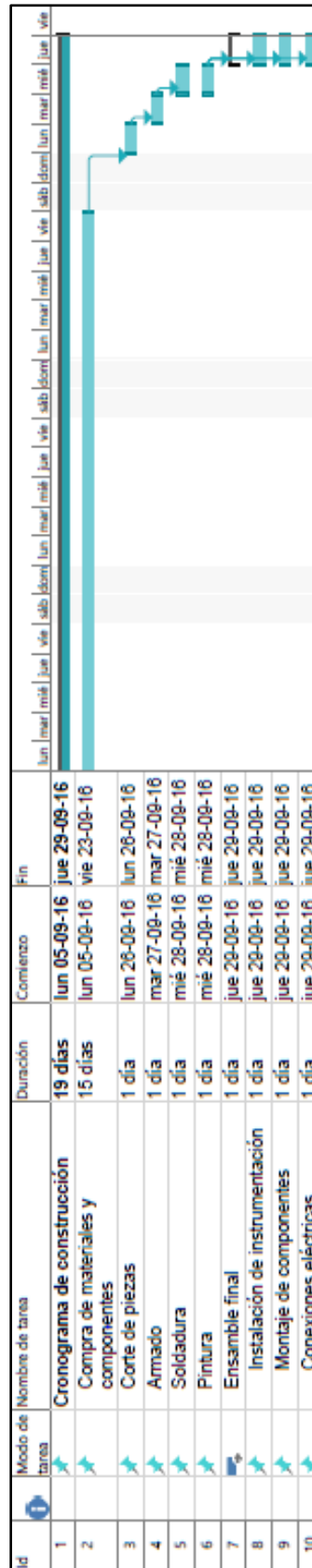


Figura 3.10 Cronograma de construcción

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

El diseño del refrigerador de vacunas cumple con la necesidad de contar con un sistema de suficiente autonomía para el transporte y conservación de vacunas, en sitios distantes de los centros de almacenamiento.

El cálculo para el dimensionamiento del evaporador se modeló hasta encontrar una configuración adecuada de acuerdo al espacio disponible en el interior del refrigerador; es decir se inició con un análisis como tubería simple, lo que resultó en una longitud extensa de tubería, por lo que finalmente se decidió implementar la configuración roll-bond, que permitió reducir el área requerida de tubos, ya que este es formado por dos placas de aluminio unidas entre sí dejando un espacio en su interior.

La potencia calculada según el procedimiento de ciclo ideal de compresión de vapor para la capacidad de refrigeración estimada es 61W (0.081HP). Si se hubiese optado por un compresor de capacidad estándar, le correspondería uno de potencia nominal de 74.57W (0.1HP), sin embargo esta opción fue descartada debido al consumo energético superior que representan en comparación con los de capacidad variable.

Con respecto al panel fotovoltaico, la potencia pico requerida es de 93Wp, aunque se decide trabajar con uno de 150 Wp para contar con un margen de seguridad. Otra de las opciones era seleccionar uno de 120 Wp, pero cuenta con las mismas dimensiones y peso del modelo seleccionado, por lo que no representa una diferencia relevante.

En la simulación realizada se esperó que el interior de refrigerador llegue a una temperatura máxima de 10 °C luego de estar 3 horas sin suministro de energía, de acuerdo al requerimiento establecido por la OMS. Sin embargo, los resultados mostraron que el compartimiento alcanza una temperatura de 10.5 °C, el cual

aunque está por encima del valor especificado previamente se considera una variación aceptable, ya que la diferencia es mínima.

4.1 Conclusiones

- Se realizó el diseño de un refrigerador móvil capaz de funcionar con energía renovable, en particular de tipo solar fotovoltaica, para el transporte y almacenamiento de vacunas, con una capacidad de refrigeración de 120 Watts. El diseño de este equipo se basa principalmente en la especificación WHO PQS E003 RF4.2 para refrigeradores con baterías recargables a través de energía solar.
- El equipo posee un volumen neto del compartimiento interno de 55 litros, mantiene la temperatura en un intervalo de 2 a 8°C, y cuenta con tres sistemas: de refrigeración, solar fotovoltaico y de acumulación.
- Se realizó el diseño térmico del evaporador para cumplir con una capacidad de refrigeración de 120W, producida por la ganancia de calor debida a las condiciones externas, infiltraciones de aire y la carga térmica del producto. Este intercambiador de calor es de tipo roll-bond, y se seleccionó como material de fabricación el aluminio por ser liviano. Por otra parte, se diseñó el condensador para una capacidad de transferencia de calor de 180 W, el material de fabricación es cobre, puesto que es un material resistente y de alta conductividad térmica. El compresor seleccionado es de capacidad variable, de esta forma se disminuye el consumo energético diario y en consecuencia el tamaño del sistema fotovoltaico.
- El panel fotovoltaico es de tipo monocristalino, en consecuencia su rendimiento es superior y tiene una potencia pico de 150 Wp; el ángulo de inclinación del panel es 15° respecto a la horizontal y se calculó para el cantón Balao, una de las zonas con menor radiación global anual promedio. Además, se dimensionó el sistema de acumulación de energía eléctrica, considerando un tiempo de autonomía mínimo de tres días en posible caso

de condiciones climáticas variables y radiación solar escasa, la batería VRLA es libre de mantenimiento y tiene una capacidad de acumulación de 150 Ah.

- Se realizó la simulación de transferencia de calor a través de las paredes del refrigerador hacia su interior, en ausencia del suministro de energía. Luego de 3 horas, la temperatura promedio del aire en el interior del refrigerador alcanza 10.5°C, la cual se considera una diferencia mínima, haciendo aceptable el resultado obtenido.
- La transferencia de calor debida a las condiciones medioambientales es limitada gracias a la selección de espuma de poliuretano rígida como aislante con un espesor de 45 mm. Este material es ideal por su baja conductividad térmica (0.02 W/mK).
- Finalmente, se determinó que la implementación del proyecto tiene un costo total de aproximadamente \$2000 dólares. Este valor fue comparado con el correspondiente a equipos de características similares que se encuentran en el extranjero, cuyos precios oscilan entre los \$2500 y \$3500.

4.2 Recomendaciones

Para reducir al máximo el consumo de energía del equipo y propiciar una conservación prolongada de vacunas, se recomienda disminuir el número de aperturas del refrigerador.

Entre los estudios que se recomienda realizar, con la finalidad de reducir el requerimiento de energía, y con ello el tamaño de los paneles se encuentra: análisis de eficiencia energética y factibilidad de adaptar un sistema de almacenamiento térmico con materiales de cambio de fase para lograr disminuir el tamaño de las baterías.

Se debe tener en cuenta que los procesos de carga y descarga del sistema de acumulación de energía pueden verse influenciados por las condiciones medioambientales, en especial por la temperatura ambiente.

La orientación del panel fotovoltaico se calculó para una de las zonas de menor radiación de Ecuador (Balao). Sin embargo, se recomienda realizar un estudio detallado sobre la influencia del ángulo de inclinación en la radiación directa para cada sitio del país, a fin de obtener condiciones óptimas de operación.

Se recomienda utilizar el carro de transporte en todo momento. No obstante, en lugares de difícil acceso, los equipos podrán ser movilizados entre 3 personas, considerando que cada uno no debe cargar más de 25 kilogramos por seguridad, de acuerdo a lo indicado por la OMS.

BIBLIOGRAFÍA

1. Aguiló, R. R. (2000). Comparación entre sistemas de refrigeración. *Ventajas, desventajas, e impacto ambiental*. Brasil.
2. Alvarado Fajardo, A. C., & Carvajal-Osorio, H. (2014). Diseño, simulación y análisis, de sistema solar FV para suministro eléctrico en zonas rurales. *AVANCES Investigación en ingeniería*, 11(1).
3. Angeles Zurita, R. A., & Márquez Tavera, J. E. (2005). *Estudio de las características de los sistemas termoeléctricos y su aplicación en refrigeración*. Mexico D.F., Mexico.
4. ASHRAE. (2009). Thermodynamics and Refrigeration cycles. En ASHRAE, *Fundamentals Handbook* (págs. 2.13-2.15). Atlanta, Georgia, USA.
5. ASHRAE. (2009). Ventilation and Infiltration. En ASHRAE, *Fundamentals Handbook* (págs. 16.11-16.29). Atlanta, Georgia, USA.
6. Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Termodinámica*. Mc Graw Hill.
7. CIRCE. (2005). Guía de las energías renovables aplicadas a las PYMES. 38-55. España.
8. CONELEC. (2008). Atlas solar del Ecuador con fines de generación eléctrica. 47-49. Quito, Pichincha, Ecuador.
9. Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. En J. A. Duffie, & W. A. Beckman. WILEY.
10. Incropera, F. P., & De Witt, D. P. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (Cuarta ed.). México, México: Prentice Hall.
11. Kakac, S. (2002). *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design* (Second edition ed.). Miami, Florida, United States: CRC PRESS.
12. Laguerre, O. (2010). *Heat transfer and air flow in a domestic refrigerator*. Obtenido de HAL archives-ouvertes: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00583230>
13. Martínez, A. d. (2007). *Termotecnia básica para ingenieros químicos: procesos termodinámicos y máquinas*. España.
14. MIKRON Instrument Company Inc. (s.f.). Recuperado el 2016, de http://www-eng.lbl.gov/~dw/projects/DW4229_LHC_detector_analysis/calculations/emissivity2.pdf

15. NASA National Aeronautics and Space Administration. (2016). *NASA Surface meteorology and Solar Energy-Location*. Obtenido de <https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid.cgi?email=skip@larc.nasa.gov>
16. OSHA Occupational Safety & Health Administration. (s.f.). *United States Department of Labor*. Obtenido de <https://www.osha.gov>
17. Papini, D., & Cammi, A. (2009). Modelling of Heat Transfer Phenomena for Vertical and Horizontal Configurations of In-Pool Condenser and Comparison with Experimental Findings. *Science and Technology of Nuclear Installations*.
18. PRBA The Rechargeable Battery Association. (s.f.). <http://www.prba.org>. Recuperado el 2016, de <http://www.prba.org/battery-safety-market-info/types-of-batteries/>
19. Ravi, P., Krishnaiah, A., Akella, S., & Azizuddin, M. (5 de May de 2015). Design of Roll Bond Evaporator for Room Air Conditioner. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*.
20. Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA). (1999). Standards of the tubular exchanger manufacturer association. *8th ed.*
21. WHO Expert Committee on Biological Standardization. (2011). *WHO Technical Report*. Reporte.
22. World Health Organization. (7 de Julio de 2010). Refrigerator or combined refrigerator and water pack freezer: compression cycle. For solar powered rechargeable battery storage. *PQS Performance specification E003/RF04.2*.
23. World Health Organization. (2015). *Immunization in Practice, a practical guide for health staff*. Geneva, Suiza. Recuperado el 4 de Junio de 2016, de http://apps.who.int/iris/bitstream/10665/193412/1/9789241549097_eng.pdf

APÉNDICES

APÉNDICE A. CÁLCULOS

A1. Cálculos para determinar espesor de aislante

{Dimensiones internas del refrigerador}

$b=0.40[m]$ {Base}
 $c=0.40[m]$ {Ancho}

{Condiciones de trabajo, se asume la temperatura externa del aire, la temperatura interna es el promedio del rango de conservacion de vacunas y la temperatura superficial interna se asume para limitar la transferencia de calor debido a las condiciones externas siendo esta el valor maximo permitido de temperatura del producto}

$T_{air}=\text{CONVERTTEMP}(C,K,27)$ {Temperatura del aire externo}
 $T_i=\text{CONVERTTEMP}(C,K,5)$ {Temperatura deseada del aire interno}
 $T_{s_i}=\text{CONVERTTEMP}(C,K,8)$ {Temperatura superficial interna}
 $P_{atm}=1.013E5[Pa]$ {Presion atmosferica}
 $grav=9.81[m/s^2]$ {Gravedad}

{Analisis superficie horizontal (tapa)}

$q_{neto1}=(T_{air}-T_i)/R_{total1}$ {Flujo de calor a traves de superficie horizontal}
 $R_{total1}=R_{conv_i1}+R_{cond1}+R_{11}$ {Resistencia térmica total}
 $R_{11}=(R_{rad1}*R_{conv_e1})/(R_{rad1}+R_{conv_e1})$ {Resistencia equivalente de conv. externa y radiacion}
 $T_{s_i}=T_i+q_{neto1}*R_{conv_i1}$ {Temperatura superficial interna}
 $T_{s_e1}=T_{air}-q_{neto1}*R_{11}$ {Temperatura superficial externa}

{Radiacion sup. horizontal}

$R_{rad1}=1/h_{r1}$ {Resistencia de radiacion}
 $h_{r1}=\epsilon*\sigma*(T_{s_e1}^2+T_{air}^2)*(T_{s_e1}+T_{air})$ {Coeficiente de radiacion}
 $\epsilon=0.90$ {Emisividad de superficie externa, para la mayoría de plásticos}
 $\sigma=5.67E-8[W/m^2-K^4]$ {Constante de Stefan Boltzman}

{Conveccion interna sup. horizontal}

$R_{conv_i1}=1/h_{i1}$
{Resistencia conveccion interna}
 $Nusselt_i1=0.27*Ra_{i1}^{(1/4)}$ {Correlacion de Nusselt para superficie inferior de placa caliente}
 $Nusselt_i1=h_{i1}*L_1/k_{air_i1}$ {Numero de Nusselt}
 $k_{air_i1}=\text{CONDUCTIVITY}(\text{Air_ha},T=T_{f_i1},P=P_{atm})$ {Conductividad termica aire interno}
 $Ra_{i1}=(grav*\beta_{i1}*(T_{s_i}-T_i)*L_1^3)*Pr_{i1}/(\nu_{i1}^2)$ {Numero de Rayleigh}
 $\beta_{i1}=1/T_{f_i1}$ {Coeficiente de expansion}
 $T_{f_i1}=(T_{s_i}+T_i)/2$ {Temperatura de pelicula}
 $\nu_{i1}=\mu_{i1}/\rho_{i1}$ {Viscosidad cinematica}
 $\rho_{i1}=\text{Density}(\text{Air_ha},T=T_{f_i1},P=P_{atm})$ {Densidad aire interno}
 $\mu_{i1}=\text{Viscosity}(\text{Air_ha},T=T_{f_i1},P=P_{atm})$ {Viscosidad dinamica}
 $Pr_{i1}=\text{Prandtl}(\text{Air_ha},T=T_{f_i1},P=P_{atm})$ {Numero de Prandtl}

{Conduccion sup. horizontal}

{Se considera para este analisis pared compuesta solo por el material aislante}
 $R_{cond1}=\epsilon_{pu}/k_{pu}$ {Resistencia conduccion}
 $k_{pu}=0.02[W/m-K]$ {Conductividad termica poliuretano}

{Conveccion externa sup. horizontal}

$R_{conv_e1}=1/h_{e1}$ {Resistencia conveccion externa}

{Determinacion de coeficiente convectivo externo h_e }

$Nusselt_e1=0.27*Ra_{e1}^{(1/4)}$ {Correlacion de Nusselt para superficie superior de placa fria}
 $Nusselt_e1=h_{e1}*L_1/k_{air_e1}$ {Numero de Nusselt}
 $L_1=A_{s_1}/P_{e1}$ {Longitud caracteristica equivalente para conveccion en placa horizontal}
 $P_{e1}=2*(b+c)$ {Perimetro de superficie analizada}
 $A_{s_1}=b*c$ {Area superficial de placa horizontal}
 $k_{air_e1}=\text{CONDUCTIVITY}(\text{Air_ha},T=T_{air},P=P_{atm})$ {Conductividad termica de aire externo}
 $Ra_{e1}=(grav*\beta_{e1}*(T_{air}-T_{s_e1})*L_1^3)*Pr_{e1}/(\nu_{e1}^2)$ {Numero de Rayleigh}
 $\beta_{e1}=1/T_{f_e1}$ {Coeficiente de expansion externo}
 $T_{f_e1}=(T_{s_e1}+T_{air})/2$ {Temperatura de pelicula aire externo}
 $\nu_{e1}=\mu_{e1}/\rho_{e1}$
 $\rho_{e1}=\text{Density}(\text{Air_ha},T=T_{air},P=P_{atm})$
 $\mu_{e1}=\text{Viscosity}(\text{Air_ha},T=T_{air},P=P_{atm})$

Pr_e1=Prandtl(Air_ha,T=T_air,P=P_atm)

{Numero de Prandtl aire externo}

{Análisis en paredes verticales}

a=0.30[m]

{Altura}

q_neto2=(T_air-T_i)/R_total2

{Flujo de calor a través de sup. vertical}

R_total2=R_conv_i2+R_cond2+R_12

R_12=(R_rad2*R_conv_e2)/(R_rad2+R_conv_e2)

T_s_i=T_i+q_neto2*R_conv_i2

T_s_e2=T_air-q_neto2*R_12

{Radiación sup. vertical}

R_rad2=1/h_r2

h_r2=epsilon*sigma*(T_s_e2^2+T_air^2)*(T_s_e2+T_air)

{Convección interna sup. vertical}

R_conv_i2=1/h_i2

{Determinación de coeficiente convectivo interno h_i}

Nusselt_i2=(0.825+(0.387*Ra_i2^(1/6))/(1+(0.492/Pr_i2)^(9/16)))^(8/27))^2

{Correlación de Nusselt para convección en placa vertical}

Nusselt_i2=h_i2*L_2/k_air_i2

k_air_i2=CONDUCTIVITY(Air_ha,T=T_f_i2,P=P_atm)

Ra_i2=(grav*beta_i2*(T_s_i-T_i)*L_2^3)*Pr_i2/(nu_i2^2)

beta_i2=1/T_f_i2

T_f_i2=(T_s_i+T_i)/2

nu_i2=mu_i2/rho_i2

rho_i2=Density(Air_ha,T=T_f_i2,P=P_atm)

mu_i2=Viscosity(Air_ha,T=T_f_i2,P=P_atm)

Pr_i2=Prandtl(Air_ha,T=T_f_i2,P=P_atm)

{Conducción sup. vertical}

R_cond2=e_pu2/k_pu

{Convección externa superficie vertical}

R_conv_e2=1/h_e2

{Coeficiente convectivo externo h_e}

Nusselt_e2=(0.825+(0.387*Ra_e2^(1/6))/(1+(0.492/Pr_e2)^(9/16)))^(8/27))^2

Nusselt_e2=h_e2*L_2/k_air_e2

k_air_e2=CONDUCTIVITY(Air_ha,T=T_air,P=P_atm)

Ra_e2=(grav*beta_e2*(T_air-T_s_e2)*L_2^3)*Pr_e2/(nu_e2^2)

L_2=b

{Longitud característica de placa vertical es la altura}

beta_e2=1/T_f_e2

T_f_e2=(T_s_e2+T_air)/2

nu_e2=mu_e2/rho_e2

rho_e2=Density(Air_ha,T=T_air,P=P_atm)

mu_e2=Viscosity(Air_ha,T=T_air,P=P_atm)

Pr_e2=Prandtl(Air_ha,T=T_air,P=P_atm)

b = 0.4 [m]

c = 0.4 [m]

T_{air} = **ConvertTemp** [C , K , 27]

T_i = **ConvertTemp** [C , K , 5]

T_{s,i} = **ConvertTemp** [C , K , 8]

P_{atm} = 101300 [Pa]

grav = 9.81 [m/s²]

$$q_{\text{neto1}} = \frac{T_{\text{air}} - T_i}{R_{\text{total1}}}$$

$$R_{\text{total1}} = R_{\text{conv,i1}} + R_{\text{cond1}} + R_{11}$$

$$R_{11} = \frac{R_{\text{rad1}} \cdot R_{\text{conv,e1}}}{R_{\text{rad1}} + R_{\text{conv,e1}}}$$

$$T_{\text{s,i}} = T_i + q_{\text{neto1}} \cdot R_{\text{conv,i1}}$$

$$T_{\text{s,e1}} = T_{\text{air}} - q_{\text{neto1}} \cdot R_{11}$$

$$R_{\text{rad1}} = \frac{1}{h_{\text{r1}}}$$

$$h_{\text{r1}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot [T_{\text{s,e1}}^2 + T_{\text{air}}^2] \cdot [T_{\text{s,e1}} + T_{\text{air}}]$$

$$\varepsilon = 0.9$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2\text{-K}^4\text{]}$$

$$R_{\text{conv,i1}} = \frac{1}{h_{\text{i1}}}$$

$$\text{Nusselt}_{\text{i1}} = 0.27 \cdot \text{Ra}_{\text{i1}}^{[1/4]}$$

$$\text{Nusselt}_{\text{i1}} = h_{\text{i1}} \cdot \frac{L_1}{k_{\text{air,i1}}}$$

$$k_{\text{air,i1}} = \mathbf{k} [\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{\text{f,i1}}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$\text{Ra}_{\text{i1}} = \text{grav} \cdot \beta_{\text{i1}} \cdot [T_{\text{s,i}} - T_i] \cdot L_1^3 \cdot \frac{\text{Pr}_{\text{i1}}}{\nu_{\text{i1}}^2}$$

$$\beta_{\text{i1}} = \frac{1}{T_{\text{f,i1}}}$$

$$T_{\text{f,i1}} = \frac{T_{\text{s,i}} + T_i}{2}$$

$$\nu_{\text{i1}} = \frac{\mu_{\text{i1}}}{\rho_{\text{i1}}}$$

$$\rho_{\text{i1}} = \rho [\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{\text{f,i1}}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$\mu_{\text{i1}} = \mathbf{Visc} [\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{\text{f,i1}}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$\text{Pr}_{\text{i1}} = \mathbf{Pr} [\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{\text{f,i1}}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$R_{\text{cond1}} = \frac{e_{\text{pu1}}}{k_{\text{pu}}}$$

$$k_{\text{pu}} = 0.02 \text{ [W/m-K]}$$

$$R_{\text{conv,e1}} = \frac{1}{h_{\text{e1}}}$$

$$\text{Nusselt}_{\text{e1}} = 0.27 \cdot \text{Ra}_{\text{e1}}^{[1/4]}$$

$$\text{Nusselt}_{e1} = h_{e1} \cdot \frac{L_1}{k_{\text{air},e1}}$$

$$L_1 = \frac{A_{s,1}}{P_{e1}}$$

$$P_{e1} = 2 \cdot [b + c]$$

$$A_{s,1} = b \cdot c$$

$$k_{\text{air},e1} = k [\text{'Air}_{\text{ha}'}, T = T_{\text{air}}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$\text{Ra}_{e1} = \text{grav} \cdot \beta_{e1} \cdot [T_{\text{air}} - T_{s,e1}] \cdot L_1^3 \cdot \frac{\text{Pr}_{e1}}{\nu_{e1}^2}$$

$$\beta_{e1} = \frac{1}{T_{f,e1}}$$

$$T_{f,e1} = \frac{T_{s,e1} + T_{\text{air}}}{2}$$

$$\nu_{e1} = \frac{\mu_{e1}}{\rho_{e1}}$$

$$\rho_{e1} = \rho [\text{'Air}_{\text{ha}'}, T = T_{\text{air}}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$\mu_{e1} = \mathbf{Visc} [\text{'Air}_{\text{ha}'}, T = T_{\text{air}}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$\text{Pr}_{e1} = \mathbf{Pr} [\text{'Air}_{\text{ha}'}, T = T_{\text{air}}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$a = 0.3 \text{ [m]}$$

$$q_{\text{neto2}} = \frac{T_{\text{air}} - T_i}{R_{\text{total2}}}$$

$$R_{\text{total2}} = R_{\text{conv},i2} + R_{\text{cond2}} + R_{12}$$

$$R_{12} = \frac{R_{\text{rad2}} \cdot R_{\text{conv},e2}}{R_{\text{rad2}} + R_{\text{conv},e2}}$$

$$T_{s,i} = T_i + q_{\text{neto2}} \cdot R_{\text{conv},i2}$$

$$T_{s,e2} = T_{\text{air}} - q_{\text{neto2}} \cdot R_{12}$$

$$R_{\text{rad2}} = \frac{1}{h_{r2}}$$

$$h_{r2} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot [T_{s,e2}^2 + T_{\text{air}}^2] \cdot [T_{s,e2} + T_{\text{air}}]$$

$$R_{\text{conv},i2} = \frac{1}{h_{i2}}$$

$$\text{Nusselt}_{i2} = \left[0.825 + 0.387 \cdot \frac{\text{Ra}_{i2}^{(1/6)}}{\left(1 + \left[\frac{0.492}{\text{Pr}_{i2}} \right] \left[\frac{9}{16} \right] \right)^{\left(\frac{8}{27} \right)}} \right]^2$$

$$\text{Nusselt}_{i2} = h_{i2} \cdot \frac{L_2}{k_{\text{air},i2}}$$

$$k_{\text{air},i2} = \mathbf{k} [\text{'Air}_{\text{ha}}' , T = T_{f,i2} , P = P_{\text{atm}}]$$

$$\text{Ra}_{i2} = \text{grav} \cdot \beta_{i2} \cdot [T_{s,i} - T_i] \cdot L_2^3 \cdot \frac{\text{Pr}_{i2}}{\nu_{i2}^2}$$

$$\beta_{i2} = \frac{1}{T_{f,i2}}$$

$$T_{f,i2} = \frac{T_{s,i} + T_i}{2}$$

$$\nu_{i2} = \frac{\mu_{i2}}{\rho_{i2}}$$

$$\rho_{i2} = \rho [\text{'Air}_{\text{ha}}' , T = T_{f,i2} , P = P_{\text{atm}}]$$

$$\mu_{i2} = \mathbf{Visc} [\text{'Air}_{\text{ha}}' , T = T_{f,i2} , P = P_{\text{atm}}]$$

$$\text{Pr}_{i2} = \mathbf{Pr} [\text{'Air}_{\text{ha}}' , T = T_{f,i2} , P = P_{\text{atm}}]$$

$$R_{\text{cond}2} = \frac{e_{\text{pu}2}}{k_{\text{pu}}}$$

$$R_{\text{conv},e2} = \frac{1}{h_{e2}}$$

$$\text{Nusselt}_{e2} = \left[\frac{0.825 + 0.387 \cdot \frac{\text{Ra}_{e2}^{(1/6)}}{\left(1 + \left[\frac{0.492}{\text{Pr}_{e2}} \right] \left[\frac{9}{16} \right] \right)^{\left(\frac{8}{27} \right)}}}{\left(1 + \left[\frac{0.492}{\text{Pr}_{e2}} \right] \left[\frac{9}{16} \right] \right)^{\left(\frac{8}{27} \right)}} \right]^2$$

$$\text{Nusselt}_{e2} = h_{e2} \cdot \frac{L_2}{k_{\text{air},e2}}$$

$$k_{\text{air},e2} = \mathbf{k} [\text{'Air}_{\text{ha}}' , T = T_{\text{air}} , P = P_{\text{atm}}]$$

$$\text{Ra}_{e2} = \text{grav} \cdot \beta_{e2} \cdot [T_{\text{air}} - T_{s,e2}] \cdot L_2^3 \cdot \frac{\text{Pr}_{e2}}{\nu_{e2}^2}$$

$$L_2 = b$$

$$\beta_{e2} = \frac{1}{T_{f,e2}}$$

$$T_{f,e2} = \frac{T_{s,e2} + T_{\text{air}}}{2}$$

$$\nu_{e2} = \frac{\mu_{e2}}{\rho_{e2}}$$

$$\rho_{e2} = \rho [\text{'Air}_{\text{ha}}' , T = T_{\text{air}} , P = P_{\text{atm}}]$$

$$\mu_{e2} = \mathbf{Visc} [\text{'Air}_{\text{ha}}' , T = T_{\text{air}} , P = P_{\text{atm}}]$$

$$Pr_{e2} = Pr \left['Air_{ha}' , T = T_{air} , P = P_{atm} \right]$$

SOLUTION

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

a = 0.3 [m]	As,1 = 0.16 [m ²]
b = 0.4 [m]	βe1 = 0.003336 [1/K]
βe2 = 0.003337 [1/K]	βi1 = 0.003576 [1/K]
βi2 = 0.003576 [1/K]	c = 0.4 [m]
ε = 0.9	e _{pu1} = 0.07267 [m]
e _{pu2} = 0.04759 [m]	grav = 9.81 [m/s ²]
h _{e1} = 1.16 [W/m ² -K]	h _{e2} = 1.797 [W/m ² -K]
h _{i1} = 1.674 [W/m ² -K]	h _{i2} = 2.517 [W/m ² -K]
h _{r1} = 5.499 [W/m ² -K]	h _{r2} = 5.491 [W/m ² -K]
k _{air,e1} = 0.0264 [W/m-K]	k _{air,e2} = 0.0264 [W/m-K]
k _{air,i1} = 0.02486 [W/m-K]	k _{air,i2} = 0.02486 [W/m-K]
k _{pu} = 0.02 [W/m-K]	L ₁ = 0.1 [m]
L ₂ = 0.4 [m]	μ _{e1} = 0.00001854 [kg/m-s]
μ _{e2} = 0.00001854 [kg/m-s]	μ _{i1} = 0.00001754 [kg/m-s]
μ _{i2} = 0.00001754 [kg/m-s]	Nusselte ₁ = 4.395
Nusselte ₂ = 27.23	Nusselt _{r1} = 6.734
Nusselt _{i2} = 40.5	ve1 = 0.00001577 [m ² /s]
ve2 = 0.00001577 [m ² /s]	vi1 = 0.0000139 [m ² /s]
vi2 = 0.0000139 [m ² /s]	Pre1 = 0.7073
Pre2 = 0.7073	Pr _{i1} = 0.7102
Pr _{i2} = 0.7102	Patm = 101300 [Pa]
Pe1 = 1.6 [m]	q _{neto1} = 5.022 [W/m ²]
q _{neto2} = 7.55 [W/m ²]	R _{ae1} = 70183
R _{ae2} = 6.173E+06	R _{ai1} = 387005
R _{ai2} = 2.477E+07	ρ _{e1} = 1.176 [kg/m ³]
ρ _{e2} = 1.176 [kg/m ³]	ρ _{i1} = 1.262 [kg/m ³]
ρ _{i2} = 1.262 [kg/m ³]	R ₁₁ = 0.1502 [m ² -K/W]
R ₁₂ = 0.1372 [m ² -K/W]	R _{cond1} = 3.633 [m ² -K/W]
R _{cond2} = 2.379 [m ² -K/W]	R _{conv,e1} = 0.8621 [m ² -K/W]
R _{conv,e2} = 0.5566 [m ² -K/W]	R _{conv,i1} = 0.5974 [m ² -K/W]
R _{conv,i2} = 0.3973 [m ² -K/W]	R _{rad1} = 0.1819 [m ² -K/W]
R _{rad2} = 0.1821 [m ² -K/W]	R _{total1} = 4.381 [m ² -K/W]
R _{total2} = 2.914 [m ² -K/W]	σ = 5.670E-08 [W/m ² -K ⁴]
T _{air} = 300.2 [K]	T _{f,e1} = 299.8 [K]
T _{f,e2} = 299.6 [K]	T _{f,i1} = 279.7 [K]
T _{f,i2} = 279.7 [K]	T _i = 278.2 [K]
T _{s,e1} = 299.4 [K]	T _{s,e2} = 299.1 [K]
T _{s,i} = 281.2 [K]	

No unit problems were detected.

A2. Cálculos de calor de evaporación y capacidad de compresor

{Dimensiones internas del refrigerador}

a=0.35 [m] {Altura}
b=0.40[m] {Base}
c=0.40[m] {Ancho}

{Condiciones de trabajo}

T_{air}=CONVERTTEMP(C,K,27)
T_i=CONVERTTEMP(C,K,5)
grav=9.81[m/s²]
P_{atm}=1.013E5[Pa]

{Análisis superficie horizontal (tapa)}

q_{neto1}=(T_{air}-T_i)/R_{total1} {Flujo de calor a través de sup. horizontal}
R_{total1}=R_{conv_i1}+R_{cond}+R₁₁ {Resistencia térmica total}
R₁₁=(R_{rad1}*R_{conv_e1})/(R_{rad1}+R_{conv_e1}) {Resistencia equivalente de conv. externa y radiación}
T_{s_i1}=T_i+q_{neto1}*R_{conv_i1} {Temperatura superficial interna}
T_{s_e1}=T_{air}-q_{neto1}*R₁₁ {Temperatura superficial externa}

{Radiación sup. horizontal}

R_{rad1}=1/(epsilon*sigma*(T_{s_e1}²+T_{air}²)*(T_{s_e1}+T_{air}))
epsilon=0.90 {Emisividad de superficie externa}
sigma=5.67E-8[W/m²-K⁴] {Constante de Stefan Boltzman}

{Convección interna sup. horizontal}

R_{conv_i1}=1/h_{i1} {Resistencia convección interna}
Nusselt_{i1}=0.27*Ra_{i1}^(1/4) {Correlación de Nusselt para superficie inferior de placa caliente}
Nusselt_{i1}=h_{i1}*L₁/k_{air_i1} {Número de Nusselt}
k_{air_i1}=CONDUCTIVITY(Air_{ha},T=T_{f_i1},P=P_{atm}) {Conductividad térmica aire interno}
Ra_{i1}=(grav*beta_{i1}*(T_{s_i1}-T_i)*L₁³)*Pr_{i1}/(nu_{i1}²) {Número de Rayleigh}
beta_{i1}=1/T_{f_i1} {Coeficiente de expansión}
T_{f_i1}=(T_{s_i1}+T_i)/2 {Temperatura de película}
nu_{i1}=mu_{i1}/rho_{i1} {Viscosidad cinemática}
rho_{i1}=Density(Air_{ha},T=T_{f_i1},P=P_{atm}) {Densidad aire interno}
mu_{i1}=Viscosity(Air_{ha},T=T_{f_i1},P=P_{atm}) {Viscosidad dinámica}
Pr_{i1}=Prandtl(Air_{ha},T=T_{f_i1},P=P_{atm}) {Número de Prandtl}

{Conducción sup. horizontal}

R_{cond}=e_{pu}/k_{pu} {Resistencia conducción}
e_{pu}=0.045[m] {Espesor asumido bajo diseño preliminar de anexo A1}
k_{pu}=0.02[W/m-K] {Conductividad térmica poliuretano}

{Convección externa sup. horizontal}

R_{conv_e1}=1/h_{e1} {Resistencia convección externa}

{Coeficiente convectivo externo h_e}

Nusselt_{e1}=0.27*Ra_{e1}^(1/4)
Nusselt_{e1}=h_{e1}*L₁/k_{air_e1}
L₁=A_{s_1}/P_{e1}
P_{e1}=2*(b+c)
A_{s_1}=b*c
k_{air_e1}=CONDUCTIVITY(Air_{ha},T=T_{f_e1},P=P_{atm})
Ra_{e1}=(grav*beta_{e1}*(T_{air}-T_{s_e1})*L₁³)*Pr_{e1}/(nu_{e1}²)
beta_{e1}=1/T_{f_e1}
T_{f_e1}=(T_{s_e1}+T_{air})/2
nu_{e1}=mu_{e1}/rho_{e1}
rho_{e1}=Density(Air_{ha},T=T_{f_e1},P=P_{atm})
mu_{e1}=Viscosity(Air_{ha},T=T_{f_e1},P=P_{atm})
Pr_{e1}=Prandtl(Air_{ha},T=T_{f_e1},P=P_{atm})

{Análisis en paredes verticales}

q_{neto2}=(T_{air}-T_i)/R_{total2}
R_{total2}=R_{conv_i2}+R_{cond}+R₁₂
R₁₂=(R_{rad2}*R_{conv_e2})/(R_{rad2}+R_{conv_e2})
T_{s_i2}=T_i+q_{neto2}*R_{conv_i2}
T_{s_e2}=T_{air}-q_{neto2}*R₁₂

{Radiacion superficie vertical}

$$R_{rad2}=1/(\epsilon \cdot \sigma \cdot (T_{s_e2}^2+T_{air}^2) \cdot (T_{s_e2}+T_{air}))$$

{Conveccion interna sup. vertical}

$$R_{conv_i2}=1/h_{i2}$$

{Coeficiente convectivo interno h_i}

$$Nusselt_{i2}=(0.825+(0.387 \cdot Ra_{i2}^{1/6})/(1+(0.492/Pr_{i2})^{9/16})^{8/27}))^2$$

$$Nusselt_{i2}=h_{i2} \cdot L_2/k_{air_i2}$$

$$k_{air_i2}=\text{CONDUCTIVITY}(\text{Air_ha}, T=T_{f_i2}, P=P_{atm})$$

$$Ra_{i2}=(\text{grav} \cdot \beta_{i2} \cdot (T_{s_i2}-T_i) \cdot L_2^3) \cdot Pr_{i2}/(\nu_{i2}^2)$$

$$\beta_{i2}=1/T_{f_i2}$$

$$T_{f_i2}=(T_{s_i2}+T_i)/2$$

$$\nu_{i2}=\mu_{i2}/\rho_{i2}$$

$$\rho_{i2}=\text{Density}(\text{Air_ha}, T=T_{f_i2}, P=P_{atm})$$

$$\mu_{i2}=\text{Viscosity}(\text{Air_ha}, T=T_{f_i2}, P=P_{atm})$$

$$Pr_{i2}=\text{Prandtl}(\text{Air_ha}, T=T_{f_i2}, P=P_{atm})$$

{Conveccion externa}

$$R_{conv_e2}=1/h_{e2}$$

{Coeficiente convectivo externo h_e}

$$Nusselt_{e2}=(0.825+(0.387 \cdot Ra_{e2}^{1/6})/(1+(0.492/Pr_{e2})^{9/16})^{8/27}))^2$$

$$Nusselt_{e2}=h_{e2} \cdot L_2/k_{air_e2}$$

$$k_{air_e2}=\text{CONDUCTIVITY}(\text{Air_ha}, T=T_{f_e2}, P=P_{atm})$$

$$Ra_{e2}=(\text{grav} \cdot \beta_{e2} \cdot (T_{air}-T_{s_e2}) \cdot L_2^3) \cdot Pr_{e2}/(\nu_{e2}^2)$$

$$L_2=b$$

$$\beta_{e2}=1/T_{f_e2}$$

$$T_{f_e2}=(T_{s_e2}+T_{air})/2$$

$$\nu_{e2}=\mu_{e2}/\rho_{e2}$$

$$\rho_{e2}=\text{Density}(\text{Air_ha}, T=T_{f_e2}, P=P_{atm})$$

$$\mu_{e2}=\text{Viscosity}(\text{Air_ha}, T=T_{f_e2}, P=P_{atm})$$

$$Pr_{e2}=\text{Prandtl}(\text{Air_ha}, T=T_{f_e2}, P=P_{atm})$$

{Calor total que ingresa al sistema debido a los procesos de transferencia de calor considerados}

$$Q_{neto}=q_{neto1} \cdot A_{e1}+q_{neto2} \cdot A_{e2}$$

$$A_{e1}=(b+2 \cdot e_{pu}) \cdot (c+2 \cdot e_{pu})$$

$$A_{e2}=2 \cdot (a+2 \cdot e_{pu}) \cdot (c+2 \cdot e_{pu})+2 \cdot (a+2 \cdot e_{pu}) \cdot (b+2 \cdot e_{pu})$$

{Calor sensible debido a carga de producto, es decir las vacunas. El fluido se ha modelado como agua destilada}

$$Q_{vacunas}=m_{vacunas} \cdot c_p \cdot \Delta T_{vacunas}/n$$

$$\Delta T_{vacunas}=6[K]$$

{Diferencial entre temperatura maxima 8C y temp. minima 2C de conservación}

$$T_{promw}=T_i$$

{Temperatura promedio de diseno}

$$c_p=\text{Cp}(\text{Water}, T=T_{promw}, P=P_{atm})$$

{Calor especifico de agua}

$$V_{vacunas}=0.0032[m^3]$$

{Volumen de vacunas a ser transportado considerando productos de 1mL}

$$m_{vacunas}=\rho_{vacunas} \cdot V_{vacunas}$$

$$n=900[s]$$

{Tiempo para refrigerar la carga}

$$\rho_{vacunas}=\text{DENSITY}(\text{Water}, T=T_{promw}, P=P_{atm})$$

{Calor debido a infiltraciones de aire}

{Calor sensible}

$$Q_{sens_BTU}=1.1[BTU \cdot \text{min}/H \cdot \text{ft}^3 \cdot F] \cdot V_{dot_aire} \cdot (T_{air_f}-T_{i_f})$$

$$T_{air_f}=\text{CONVERTTEMP}(K, F, T_{air})$$

$$T_{i_f}=\text{CONVERTTEMP}(K, F, T_i)$$

$$V_{dot_aire}=V_{aire} \cdot n_{renov}/60[\text{min}]$$

{Flujo de aire que ingresa}

$$V_{aire}=a \cdot b \cdot c \cdot \text{CONVERT}(m^3, \text{ft}^3)$$

$$n_{renov}=2$$

{Numero de renovaciones de aire por hora}

{Calor latente}

$$Q_{lat_BTU}=60[\text{min}/H] \cdot V_{dot_aire} \cdot 0.075[1/F] \cdot (1061[F]+(0.444 \cdot (T_{air_f}+T_{i_f})/2)) \cdot 0.2[BTU/\text{ft}^3]$$

$$Q_{inf_BTU}=Q_{sens_BTU}+Q_{lat_BTU}$$

$$Q_{inf}=Q_{inf_BTU} \cdot 0.293[W \cdot H/BTU]$$

{Calor total a ser removido por evaporador Q_e}

$$Q_e=Q_{neto}+Q_{vacunas}+Q_{inf}$$

{Análisis del sistema de refrigeración, el refrigerante escogido es R-134A}

$T_1 = \text{CONVERTTEMP}(C, K, -23.3)$ {Temperatura de evaporación}
 $T_3 = \text{CONVERTTEMP}(C, K, 55)$ {Temperatura de condensación, ambas temperaturas se escogen en función de los test de compresores ASHRAE para hallar la potencia nominal}
 $P_1 = P_{\text{sat}}(R134a, T=T_1)$
 $P_3 = P_{\text{sat}}(R134a, T=T_3)$
 $P_2 = P_3$
 $P_4 = P_1$
 $h_1 = \text{Enthalpy}(R134a, T=T_1, x=1)$ {Entalpia del estado 1, vapor saturado}
 $s_1 = \text{Entropy}(R134a, T=T_1, x=1)$
 $s_2 = s_1$
 $h_2 = \text{Enthalpy}(R134a, P=P_2, s=s_2)$
 $h_3 = \text{Enthalpy}(R134a, T=T_3, x=0)$ {Entalpia del estado 3, fluido como liquido saturado}
 $h_4 = h_3$
 $Q_e = m_{\text{dot}} \cdot r134a \cdot (h_1 - h_4)$ {Ecuación para obtener el flujo de refrigerante}
 $Q_c = m_{\text{dot}} \cdot r134a \cdot (h_2 - h_3)$ {Calor de condensación}
 $Q_c = Q_e + W$ {Balance de energía del sistema de refrigeración para obtener el trabajo del compresor}
 $\text{COP} = Q_e / W$ {Coeficiente de desempeño}

$$a = 0.35 \text{ [m]}$$

$$b = 0.4 \text{ [m]}$$

$$c = 0.4 \text{ [m]}$$

$$T_{\text{air}} = \text{ConvertTemp} [C, K, 27]$$

$$T_i = \text{ConvertTemp} [C, K, 5]$$

$$\text{grav} = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$P_{\text{atm}} = 101300 \text{ [Pa]}$$

$$q_{\text{neto1}} = \frac{T_{\text{air}} - T_i}{R_{\text{total1}}}$$

$$R_{\text{total1}} = R_{\text{conv,i1}} + R_{\text{cond}} + R_{11}$$

$$R_{11} = \frac{R_{\text{rad1}} \cdot R_{\text{conv,e1}}}{R_{\text{rad1}} + R_{\text{conv,e1}}}$$

$$T_{s,i1} = T_i + q_{\text{neto1}} \cdot R_{\text{conv,i1}}$$

$$T_{s,e1} = T_{\text{air}} - q_{\text{neto1}} \cdot R_{11}$$

$$R_{\text{rad1}} = \frac{1}{\varepsilon \cdot \sigma \cdot [T_{s,e1}^2 + T_{\text{air}}^2] \cdot [T_{s,e1} + T_{\text{air}}]}$$

$$\varepsilon = 0.9$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2\text{-K}^4\text{]}$$

$$R_{\text{conv,i1}} = \frac{1}{h_{i1}}$$

$$\text{Nusselt}_{i1} = 0.27 \cdot \text{Ra}_{i1}^{[1/4]}$$

$$\text{Nusselt}_{i1} = h_{i1} \cdot \frac{L_1}{k_{\text{air},i1}}$$

$$k_{\text{air},i1} = \mathbf{k} [\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{f,i1}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$\text{Ra}_{i1} = \text{grav} \cdot \beta_{i1} \cdot [T_{s,i1} - T_i] \cdot L_1^3 \cdot \frac{\text{Pr}_{i1}}{\nu_{i1}^2}$$

$$\beta_{i1} = \frac{1}{T_{f,i1}}$$

$$T_{f,i1} = \frac{T_{s,i1} + T_i}{2}$$

$$\nu_{i1} = \frac{\mu_{i1}}{\rho_{i1}}$$

$$\rho_{i1} = \rho [\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{f,i1}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$\mu_{i1} = \mathbf{Visc} [\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{f,i1}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$\text{Pr}_{i1} = \mathbf{Pr} [\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{f,i1}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$R_{\text{cond}} = \frac{e_{\text{pu}}}{k_{\text{pu}}}$$

$$e_{\text{pu}} = 0.045 \text{ [m]}$$

$$k_{\text{pu}} = 0.02 \text{ [W/m-K]}$$

$$R_{\text{conv},e1} = \frac{1}{h_{e1}}$$

$$\text{Nusselt}_{e1} = 0.27 \cdot \text{Ra}_{e1} [1 / 4]$$

$$\text{Nusselt}_{e1} = h_{e1} \cdot \frac{L_1}{k_{\text{air},e1}}$$

$$L_1 = \frac{A_{s,1}}{P_{e1}}$$

$$P_{e1} = 2 \cdot [b + c]$$

$$A_{s,1} = b \cdot c$$

$$k_{\text{air},e1} = \mathbf{k} [\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{f,e1}, P = P_{\text{atm}}]$$

$$\text{Ra}_{e1} = \text{grav} \cdot \beta_{e1} \cdot [T_{\text{air}} - T_{s,e1}] \cdot L_1^3 \cdot \frac{\text{Pr}_{e1}}{\nu_{e1}^2}$$

$$\beta_{e1} = \frac{1}{T_{f,e1}}$$

$$T_{f,e1} = \frac{T_{s,e1} + T_{\text{air}}}{2}$$

$$\nu_{e1} = \frac{\mu_{e1}}{\rho_{e1}}$$

$$\rho_{e1} = \rho [\text{'Air}_{ha'} , T = T_{f,e1} , P = P_{atm}]$$

$$\mu_{e1} = \mathbf{Visc} [\text{'Air}_{ha'} , T = T_{f,e1} , P = P_{atm}]$$

$$Pr_{e1} = \mathbf{Pr} [\text{'Air}_{ha'} , T = T_{f,e1} , P = P_{atm}]$$

$$q_{neto2} = \frac{T_{air} - T_i}{R_{total2}}$$

$$R_{total2} = R_{conv,i2} + R_{cond} + R_{12}$$

$$R_{12} = \frac{R_{rad2} \cdot R_{conv,e2}}{R_{rad2} + R_{conv,e2}}$$

$$T_{s,i2} = T_i + q_{neto2} \cdot R_{conv,i2}$$

$$T_{s,e2} = T_{air} - q_{neto2} \cdot R_{12}$$

$$R_{rad2} = \frac{1}{\varepsilon \cdot \sigma \cdot [T_{s,e2}^2 + T_{air}^2] \cdot [T_{s,e2} + T_{air}]}$$

$$R_{conv,i2} = \frac{1}{h_{i2}}$$

$$Nusselt_{i2} = \left[0.825 + 0.387 \cdot \frac{Ra_{i2}^{(1/6)}}{\left(1 + \left[\frac{0.492}{Pr_{i2}} \right] \left[\frac{9}{16} \right] \right)^{\left(\frac{8}{27} \right)}} \right]^2$$

$$Nusselt_{i2} = h_{i2} \cdot \frac{L_2}{k_{air,i2}}$$

$$k_{air,i2} = \mathbf{k} [\text{'Air}_{ha'} , T = T_{f,i2} , P = P_{atm}]$$

$$Ra_{i2} = grav \cdot \beta_{i2} \cdot [T_{s,i2} - T_i] \cdot L_2^3 \cdot \frac{Pr_{i2}}{\nu_{i2}^2}$$

$$\beta_{i2} = \frac{1}{T_{f,i2}}$$

$$T_{f,i2} = \frac{T_{s,i2} + T_i}{2}$$

$$\nu_{i2} = \frac{\mu_{i2}}{\rho_{i2}}$$

$$\rho_{i2} = \rho [\text{'Air}_{ha'} , T = T_{f,i2} , P = P_{atm}]$$

$$\mu_{i2} = \mathbf{Visc} [\text{'Air}_{ha'} , T = T_{f,i2} , P = P_{atm}]$$

$$Pr_{i2} = \mathbf{Pr} [\text{'Air}_{ha'} , T = T_{f,i2} , P = P_{atm}]$$

$$R_{conv,e2} = \frac{1}{h_{e2}}$$

$$\text{Nusselt}_{e2} = \left[0.825 + 0.387 \cdot \frac{\text{Ra}_{e2}^{(1/6)}}{\left(1 + \left[\frac{0.492}{\text{Pr}_{e2}}\right]^{(9/16)}\right)^{(8/27)}} \right]^2$$

$$\text{Nusselt}_{e2} = h_{e2} \cdot \frac{L_2}{k_{\text{air},e2}}$$

$$k_{\text{air},e2} = \mathbf{k} \left[\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{f,e2}, P = P_{\text{atm}} \right]$$

$$\text{Ra}_{e2} = \text{grav} \cdot \beta_{e2} \cdot [T_{\text{air}} - T_{s,e2}] \cdot L_2^3 \cdot \frac{\text{Pr}_{e2}}{\nu_{e2}^2}$$

$$L_2 = b$$

$$\beta_{e2} = \frac{1}{T_{f,e2}}$$

$$T_{f,e2} = \frac{T_{s,e2} + T_{\text{air}}}{2}$$

$$\nu_{e2} = \frac{\mu_{e2}}{\rho_{e2}}$$

$$\rho_{e2} = \rho \left[\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{f,e2}, P = P_{\text{atm}} \right]$$

$$\mu_{e2} = \mathbf{Visc} \left[\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{f,e2}, P = P_{\text{atm}} \right]$$

$$\text{Pr}_{e2} = \mathbf{Pr} \left[\text{'Air}_{\text{ha}}', T = T_{f,e2}, P = P_{\text{atm}} \right]$$

$$Q_{\text{neto}} = q_{\text{neto1}} \cdot A_{e1} + q_{\text{neto2}} \cdot A_{e2}$$

$$A_{e1} = [b + 2 \cdot e_{\text{pu}}] \cdot [c + 2 \cdot e_{\text{pu}}]$$

$$A_{e2} = 2 \cdot [a + 2 \cdot e_{\text{pu}}] \cdot [c + 2 \cdot e_{\text{pu}}] + 2 \cdot [a + 2 \cdot e_{\text{pu}}] \cdot [b + 2 \cdot e_{\text{pu}}]$$

$$Q_{\text{vacunas}} = m_{\text{vacunas}} \cdot c_p \cdot \frac{\Delta T_{\text{vacunas}}}{n}$$

$$\Delta T_{\text{vacunas}} = 6 \text{ [K]}$$

$$T_{\text{promw}} = T_i$$

$$c_p = \mathbf{Cp} \left[\text{'Water'}, T = T_{\text{promw}}, P = P_{\text{atm}} \right]$$

$$V_{\text{vacunas}} = 0.0032 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$m_{\text{vacunas}} = \rho_{\text{vacunas}} \cdot V_{\text{vacunas}}$$

$$\rho_{\text{vacunas}} = \rho \left[\text{'Water'}, T = T_{\text{promw}}, P = P_{\text{atm}} \right]$$

$$n = 900 \text{ [s]}$$

$$Q_{\text{sens,BTU}} = 1.1 \text{ [BTU-min/H-ft}^3\text{-F]} \cdot \dot{V}_{\text{aire}} \cdot [T_{\text{air},f} - T_{i,f}]$$

$$T_{\text{air},f} = \mathbf{ConvertTemp} \left[\text{K}, \text{F}, T_{\text{air}} \right]$$

$$T_{i,f} = \mathbf{ConvertTemp} \left[\text{K}, \text{F}, T_i \right]$$

$$\dot{V}_{\text{aire}} = V_{\text{aire}} \cdot \frac{n_{\text{renov}}}{60 \text{ [min]}}$$

$$V_{\text{aire}} = a \cdot b \cdot c \cdot \left| 35.31 \cdot \frac{\text{ft}^3}{\text{m}^3} \right|$$

$$n_{\text{renov}} = 2$$

$$Q_{\text{lat,BTU}} = 60 \text{ [min/H]} \cdot \dot{V}_{\text{aire}} \cdot 0.075 \text{ [1/F]} \cdot \left[1061 \text{ [F]} + 0.444 \cdot \left(\frac{T_{\text{air,f}} + T_{\text{i,f}}}{2} \right) \right] \cdot 0.2 \text{ [BTU/ft}^3\text{]}$$

$$Q_{\text{inf,BTU}} = Q_{\text{sens,BTU}} + Q_{\text{lat,BTU}}$$

$$Q_{\text{inf}} = Q_{\text{inf,BTU}} \cdot 0.293 \text{ [W-H/BTU]}$$

$$Q_e = Q_{\text{neto}} + Q_{\text{vacunas}} + Q_{\text{inf}}$$

$$T_1 = \text{ConvertTemp} [\text{C}, \text{K}, -23.3]$$

$$T_3 = \text{ConvertTemp} [\text{C}, \text{K}, 55]$$

$$P_1 = P_{\text{sat}} [\text{'R134a'}, T = T_1]$$

$$P_3 = P_{\text{sat}} [\text{'R134a'}, T = T_3]$$

$$P_2 = P_3$$

$$P_4 = P_1$$

$$h_1 = h [\text{'R134a'}, T = T_1, x = 1]$$

$$s_1 = s [\text{'R134a'}, T = T_1, x = 1]$$

$$s_2 = s_1$$

$$h_2 = h [\text{'R134a'}, P = P_2, s = s_2]$$

$$h_3 = h [\text{'R134a'}, T = T_3, x = 0]$$

$$h_4 = h_3$$

$$Q_e = \dot{m}_{\text{r134a}} \cdot [h_1 - h_4]$$

$$Q_c = \dot{m}_{\text{r134a}} \cdot [h_2 - h_3]$$

$$Q_c = Q_e + W$$

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{W}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

$$a = 0.35 \text{ [m]}$$

$$A_{e2} = 0.8624 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$b = 0.4 \text{ [m]}$$

$$\beta_{e2} = 0.003338 \text{ [1/K]}$$

$$A_{e1} = 0.2401 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{s,1} = 0.16 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\beta_{e1} = 0.003338 \text{ [1/K]}$$

$$\beta_{i1} = 0.003569 \text{ [1/K]}$$

$\beta_{i2} = 0.003575$ [1/K]
COP = 1.953
 $\Delta T_{vacunas} = 6$ [K]
 $e_{pu} = 0.045$ [m]
 $h_1 = 236381$ [J/kg]
 $h_3 = 131348$ [J/kg]
 $h_{e1} = 1.276$ [W/m²-K]
 $h_{i1} = 1.811$ [W/m²-K]
 $k_{air,e1} = 0.02635$ [W/m-K]
 $k_{air,i1} = 0.0249$ [W/m-K]
 $k_{pu} = 0.02$ [W/m-K]
 $L_2 = 0.4$ [m]
 $\mu_{e2} = 0.00001852$ [kg/m-s]
 $\mu_{i2} = 0.00001755$ [kg/m-s]
 $m_{vacunas} = 3.2$ [kg]
Nusselte_{e1} = 4.841
Nusselt_{i1} = 7.273
 $\nu_{e1} = 0.00001572$ [m²/s]
 $\nu_{i1} = 0.00001395$ [m²/s]
 $\Pi_{renov} = 2$
 $Pr_{e2} = 0.7074$
 $Pr_{i2} = 0.7102$
 $P_2 = 1.492E+06$ [Pa]
 $P_4 = 114914$ [Pa]
 $P_{e1} = 1.6$ [m]
 $Q_e = 118$ [W]
 $Q_{inf,BTU} = 67.42$ [BTU/H]
 $Q_{neto} = 8.615$ [W]
 $q_{neto2} = 7.914$ [W/m²]
 $Q_{vacunas} = 89.59$ [W]
 $R_{ae2} = 6.494E+06$
 $R_{ai2} = 2.567E+07$
 $\rho_{e2} = 1.178$ [kg/m³]
 $\rho_{i2} = 1.262$ [kg/m³]
 $R_{11} = 0.1478$ [m²-K/W]
 $R_{cond} = 2.25$ [m²-K/W]
 $R_{conv,e2} = 0.5496$ [m²-K/W]
 $R_{conv,i2} = 0.3932$ [m²-K/W]
 $R_{rad2} = 0.1822$ [m²-K/W]
 $R_{total2} = 2.78$ [m²-K/W]
 $s_1 = 948.8$ [J/kg-K]
 $T_1 = 249.9$ [K]
 $T_{air} = 300.2$ [K]
 $T_{f,e1} = 299.6$ [K]
 $T_{f,i1} = 280.2$ [K]
 $T_i = 278.2$ [K]
 $T_{promw} = 278.2$ [K]
 $T_{s,e2} = 299.1$ [K]
 $T_{s,i2} = 281.3$ [K]
 $\dot{V}_{aire} = 0.06592$ [ft³/min]
 $W = 60.39$ [W]

$c = 0.4$ [m]
 $c_p = 4200$ [J/kg-K]
 $\varepsilon = 0.9$
 $grav = 9.81$ [m/s²]
 $h_2 = 290152$ [J/kg]
 $h_4 = 131348$ [J/kg]
 $h_{e2} = 1.82$ [W/m²-K]
 $h_{i2} = 2.543$ [W/m²-K]
 $k_{air,e2} = 0.02636$ [W/m-K]
 $k_{air,i2} = 0.02486$ [W/m-K]
 $L_1 = 0.1$ [m]
 $\mu_{e1} = 0.00001852$ [kg/m-s]
 $\mu_{i1} = 0.00001757$ [kg/m-s]
 $m_{r134a} = 0.001123$ [kg/s] n
= 900 [s]
Nusselte_{e2} = 27.62
Nusselt_{i2} = 40.92
 $\nu_{e2} = 0.00001572$ [m²/s]
 $\nu_{i2} = 0.0000139$ [m²/s]
 $Pr_{e1} = 0.7074$
 $Pr_{i1} = 0.7101$
 $P_1 = 114914$ [Pa]
 $P_3 = 1.492E+06$ [Pa]
 $P_{atm} = 101300$ [Pa]
 $Q_c = 178.4$ [W]
 $Q_{inf} = 19.75$ [W]
 $Q_{lat,BTU} = 64.55$ [BTU/H]
 $q_{neto1} = 7.457$ [W/m²]
 $Q_{sens,BTU} = 2.872$ [BTU/H]
 $R_{ae1} = 103333$
 $R_{ai1} = 526372$
 $\rho_{e1} = 1.178$ [kg/m³]
 $\rho_{i1} = 1.26$ [kg/m³]
 $\rho_{vacunas} = 1000$ [kg/m³]
 $R_{12} = 0.1368$ [m²-K/W]
 $R_{conv,e1} = 0.7838$ [m²-K/W]
 $R_{conv,i1} = 0.5523$ [m²-K/W]
 $R_{rad1} = 0.1822$ [m²-K/W]
 $R_{total1} = 2.95$ [m²-K/W]
 $\sigma = 5.670E-08$ [W/m²-K⁴]
 $s_2 = 948.8$ [J/kg-K]
 $T_3 = 328.2$ [K]
 $T_{air,f} = 80.6$ [F]
 $T_{f,e2} = 299.6$ [K]
 $T_{f,i2} = 279.7$ [K]
 $T_{i,f} = 41$ [F]
 $T_{s,e1} = 299$ [K]
 $T_{s,i1} = 282.3$ [K]
 $V_{aire} = 1.978$ [ft³]
 $V_{vacunas} = 0.0032$ [m³]

No unit problems were detected.

A3. Cálculos de condensador del sistema de refrigeración

{Diseño de intercambiador de calor (condensador)}

{Consideraciones de diseño}

$P_1=101325$ [Pa] {Presion atmosferica}
 $T_{\text{aire}}=\text{CONVERTTEMP}(C,K,27)$ {Temperatura inicial del aire}
 $T_{\text{oaire}}=\text{CONVERTTEMP}(C,K,35)$ {Temperatura final del aire}
 $T_c=\text{CONVERTTEMP}(C,K,55)$ {Temperatura de refrigerante dentro del condensador}
 $g_r=9.8$ [m/s²] {Gravedad}

{Datos calculados en procedimiento de trabajo de compresor}

$Q_{\text{dot}}=180$ [W] {Calor requerido de rechazo por el condensador}
 $m_{\text{dot}}_{r134a}=0.001777$ [kg/s] {Flujo masico de refrigerante}
 $T_{\text{bar}}_{\text{air}}=(T_{\text{aire}}+T_{\text{oaire}})/2$ {Temperatura promedio del aire}
 $Cp_{\text{air}}=Cp(\text{Air}_{\text{ha}},T=T_{\text{bar}}_{\text{air}},P=P_1)$ {Calor especifico del aire}
 $Q_{\text{dot}}=m_{\text{dot}}_{\text{aire}}*Cp_{\text{air}}*(T_{\text{oaire}}-T_{\text{aire}})$ {Formula para despejar el flujo de aire requerido}
 $T_{\text{sat}}=T_c$ {Temperatura de saturacion del refrigerante corresponde a la temperatura de condensacion de diseño}

{Datos de tuberias y flujo interno}

$R_{\text{fi}}=0.000352$ [m²-K/W] {Factor de fouling externo}
 $d_o=0.375*\text{CONVERT}(\text{in},\text{m})$ {Diametro de tuberia expresado en m}
 $r_o=d_o/2$ {Radio de tuberia}
 $e_o=0.022*\text{CONVERT}(\text{in},\text{m})$ {Espesor de tuberia convertido a m}
 $r_i=r_o-e_o$ {Radio interno de tuberia}
 $d_i=2*r_i$ {Diametro interno}
 $k_m=k_{\text{'Copper', }T_{\text{sat}}}$ {Conductividad cobre, material de tuberia para refrigerante}

{Analisis de condensación}

$Q_{\text{dot}}=A_t*U*\text{DELTA}T_{\text{ml}}*F_{\text{pr}}$ {Ecuacion general de intercambiador de calor}
 $A_t=\pi*d_o*L_t$ {Area total de transferencia de calor}
 $U=1/((r_o/r_i)*(1/h_{i3})+(r_o/r_i)*R_{\text{fi}}+1/h_o)$ {Coeficiente global de transferencia de calor}
 $\text{DELTA}T_{\text{ml}}=((T_c-T_{\text{aire}})-(T_c-T_{\text{oaire}}))/\ln((T_c-T_{\text{aire}})/(T_c-T_{\text{oaire}}))$ {Diferencia media logarítmica}
 $F_{\text{pr}}=1$ {Factor de correccion}

{Flujo Interno}

$Re_{\text{ic}}=\rho_{\text{fi}}*u_{r134a}*d_i/\mu_{\text{fi}}$ {Numero de Reynolds}
 $Re_{\text{ic}2}=4658*Pr_{\text{fi}}^{-1.05}$ {Se compara Re_{ic} con $Re_{\text{ic}2}$ y se determina flujo turbulento}
 $h_{i3}=k_{\text{fi}}*(((\mu_{\text{fi}}/\rho_{\text{fi}})^2/g_r)^{-1/3})*((Re_{\text{ic}}^{-0.44})+(5.82E-6*(Re_{\text{ic}}^{0.8})*(Pr_{\text{fi}}^{1/3})))^{1/2}$ {Correlacion de Chen para condensacion en tuberias verticales <http://www.hindawi.com/journals/stni/2010/815754/> }
 $m_{\text{dot}}_{r134a}=\rho_{\text{fi}}*u_{r134a}*\pi*(d_i^2)/4$

$cp_{\text{fi}}=Cp(R134a,T=T_{\text{sat}},x=0)$ {Calor especifico de refrigerante}

$k_{\text{fi}}=\text{Conductivity}(R134a,T=T_{\text{sat}},x=0)$ {Conductividad de refrigerante en estado de liquido saturado}
 $k_{\text{gi}}=\text{Conductivity}(R134a,T=T_{\text{sat}},x=1)$ {Conductividad de refrigerante en estado de vapor saturado}
 $k_{\text{bar}}_{\text{fi}}=(k_{\text{fi}}+k_{\text{gi}})/2$ {Conductividad promedio de refrigerante}

$Pr_{\text{fi}}=\text{Prandtl}(R134a,T=T_{\text{sat}},x=0)$ {Numero de Prantl de refrigerante en estado de liquido saturado}
 $Pr_{\text{gi}}=\text{Prandtl}(R134a,T=T_{\text{sat}},x=1)$ {Numero de Prantl de refrigerante en estado de vapor saturado}
 $Pr_{\text{bar}}_{\text{fi}}=(Pr_{\text{fi}}+Pr_{\text{gi}})/2$ {Numero de Prantl promedio}

$\mu_{\text{fi}}=\text{Viscosity}(R134a,T=T_{\text{sat}},x=0)$ {Viscosidad de refrigerante en estado de liquido saturado}
 $\mu_{\text{gi}}=\text{Viscosity}(R134a,T=T_{\text{sat}},x=1)$ {Viscosidad de refrigerante en estado de vapor saturado}
 $\mu_{\text{bar}}_{\text{fi}}=(\mu_{\text{fi}}+\mu_{\text{gi}})/2$ {Viscosidad promedio}

$\rho_{\text{fi}}=\text{Density}(R134a,T=T_{\text{sat}},x=0)$ {Densidad de refrigerante en estado de liquido saturado}
 $\rho_{\text{gi}}=\text{Density}(R134a,T=T_{\text{sat}},x=1)$ {Densidad de refrigerante en estado de vapor saturado}
 $\rho_{\text{bar}}_{\text{fi}}=(\rho_{\text{fi}}+\rho_{\text{gi}})/2$ {Densidad de refrigerante promedio}

{Flujo Externo}

$Nusselt_{\text{Do}}=h_o*d_o/k_{\text{aire}}$ {Numero de Nusselt de aire externo}
 $Nusselt_{\text{Do}}=0.3+((0.62*Re_{\text{aire}}^{0.5}*Pr_{\text{aire}}^{0.333})/(1+(0.4/Pr_{\text{aire}})^{0.666})^{0.25})*(1+(Re_{\text{aire}}/282000)^{0.625})^{0.8}$ {Correlacion de Churchill & Bernstein}
 $\mu_{\text{aire}}=\text{Viscosity}(\text{Air}_{\text{ha}},T=T_{\text{aire}},P=P_1)$ {Viscosidad de aire}

$k_{\text{aire}} = \text{Conductivity}(\text{Air_ha}, T = T_{\text{iaire}}, P = P_1)$
 $\rho_{\text{aire}} = \text{Density}(\text{Air_ha}, T = T_{\text{iaire}}, P = P_1)$
 $Pr_{\text{aire}} = \text{Prandtl}(\text{Air_ha}, T = T_{\text{iaire}}, P = P_1)$
 $Re_{\text{aire}} = (v_{\text{aire}} \cdot d_o) / (\mu_{\text{aire}} / \rho_{\text{aire}})$
 $v_{\text{aire}} = 5 \text{ [m/s]}$

{Conductividad de aire}
 {Densidad de aire}
 {Numero de Prandtl de aire}
 {Numero de Reynolds de aire}
 {Velocidad de aire en m/s}

$$P_1 = 101325 \text{ [Pa]}$$

$$T_{\text{iaire}} = \text{ConvertTemp} [C, K, 27]$$

$$T_{\text{oaire}} = \text{ConvertTemp} [C, K, 35]$$

$$T_c = \text{ConvertTemp} [C, K, 55]$$

$$g_r = 9.8 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$\dot{Q} = 180 \text{ [W]}$$

$$\dot{m}_{r134a} = 0.00177 \text{ [kg/s]}$$

$$\bar{T}_{\text{air}} = \frac{T_{\text{iaire}} + T_{\text{oaire}}}{2}$$

$$Cp_{\text{air}} = \text{Cp} ['\text{Air_ha}', T = \bar{T}_{\text{air}}, P = P_1]$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{aire}} \cdot Cp_{\text{air}} \cdot [T_{\text{oaire}} - T_{\text{iaire}}]$$

$$T_{\text{sat}} = T_c$$

$$R_{fi} = 0.000352 \text{ [m}^2\text{-K/W]}$$

$$d_o = 0.375 \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right|$$

$$r_o = \frac{d_o}{2}$$

$$e_o = 0.022 \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right|$$

$$r_i = r_o - e_o$$

$$d_i = 2 \cdot r_i$$

$$k_m = k ['\text{Copper}', T_{\text{sat}}]$$

$$\dot{Q} = A_t \cdot U \cdot \Delta T_{ml} \cdot F_{pr}$$

$$A_t = \pi \cdot d_o \cdot L_t$$

$$U = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i} \cdot \frac{1}{h_{i3}} + \frac{r_o}{r_i} \cdot R_{fi} + \frac{1}{h_o}}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_c - T_{\text{iaire}} - [T_c - T_{\text{oaire}}]}{\ln \left[\frac{T_c - T_{\text{iaire}}}{T_c - T_{\text{oaire}}} \right]}$$

$$F_{pr} = 1$$

$$Re_{ic} = \rho_{fi} \cdot u_{r134a} \cdot \frac{d_i}{\mu_{fi}}$$

$$Re_{ic2} = 4658 \cdot Pr_{fi}^{-1.05}$$

$$h_{i3} = k_{fi} \cdot \left[\frac{\left(\frac{\mu_{fi}}{\rho_{fi}} \right)^2}{gr} \right]^{\left[\frac{-1}{3} \right]} \cdot [Re_{ic}^{-0.44} + 0.00000582 \cdot Re_{ic}^{0.8} \cdot Pr_{fi}^{(1/3)}]^{[1/2]}$$

$$\dot{m}_{r134a} = \rho_{fi} \cdot u_{r134a} \cdot \pi \cdot \frac{d_i^2}{4}$$

$$cp_{fi} = Cp ['R134a', T = T_{sat}, x = 0]$$

$$k_{fi} = k ['R134a', T = T_{sat}, x = 0]$$

$$k_{gi} = k ['R134a', T = T_{sat}, x = 1]$$

$$\bar{k}_i = \frac{k_{fi} + k_{gi}}{2}$$

$$Pr_{fi} = Pr ['R134a', T = T_{sat}, x = 0]$$

$$Pr_{gi} = Pr ['R134a', T = T_{sat}, x = 1]$$

$$\bar{Pr}_i = \frac{Pr_{fi} + Pr_{gi}}{2}$$

$$\mu_{fi} = Visc ['R134a', T = T_{sat}, x = 0]$$

$$\mu_{gi} = Visc ['R134a', T = T_{sat}, x = 1]$$

$$\bar{\mu}_i = \frac{\mu_{fi} + \mu_{gi}}{2}$$

$$\rho_{fi} = \rho ['R134a', T = T_{sat}, x = 0]$$

$$\rho_{gi} = \rho ['R134a', T = T_{sat}, x = 1]$$

$$\bar{\rho}_i = \frac{\rho_{fi} + \rho_{gi}}{2}$$

$$Nusselt_{Do} = h_o \cdot \frac{d_o}{k_{aire}}$$

$$Nusselt_{Do} = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Re_{aire}^{0.5} \cdot Pr_{aire}^{0.333}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr_{aire}} \right)^{0.666} \right]^{0.25}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_{aire}}{282000} \right)^{0.625} \right]^{0.8}$$

$$\mu_{aire} = Visc ['Air_{ha}', T = T_{iaire}, P = P_1]$$

$$k_{aire} = k ['Air_{ha}', T = T_{iaire}, P = P_1]$$

$$\rho_{aire} = \rho ['Air_{ha}', T = T_{iaire}, P = P_1]$$

$$Pr_{aire} = Pr ['Air_{ha}', T = T_{iaire}, P = P_1]$$

$$Re_{\text{aire}} = \frac{V_{\text{aire}} \cdot d_o}{\frac{\mu_{\text{aire}}}{\rho_{\text{aire}}}}$$

$$V_{\text{aire}} = 5 \text{ [m/s]}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

$$A_t = 0.1073 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$c_{pfi} = 1609 \text{ [J/kg-K]}$$

$$d_i = 0.008407 \text{ [m]}$$

$$e_o = 0.0005588 \text{ [m]}$$

$$g_r = 9.8 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$h_o = 78.14 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$\bar{k}_i = 0.04269 \text{ [W/m-K]}$$

$$k_{gi} = 0.01777 \text{ [W/m-K]}$$

$$L_t = 3.587 \text{ [m]}$$

$$\bar{\mu}_i = 0.00007299 \text{ [kg/m-s]}$$

$$\mu_{gi} = 0.00001355 \text{ [kg/m-s]}$$

$$m_{r134a} = 0.00177 \text{ [kg/s]}$$

$$Pr_{\text{aire}} = 0.7073$$

$$Pr_{fi} = 3.152$$

$$P_1 = 101325 \text{ [Pa]}$$

$$Re_{\text{aire}} = 3020$$

$$Re_{ic2} = 1395$$

$$\rho_i = 577.2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\rho_{gi} = 76.11 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$r_i = 0.004204 \text{ [m]}$$

$$\bar{T}_{\text{air}} = 304.2 \text{ [K]}$$

$$T_{\text{aire}} = 300.2 \text{ [K]}$$

$$T_{\text{sat}} = 328.2 \text{ [K]}$$

$$u_{r134a} = 0.02957 \text{ [m/s]}$$

$$C_{p\text{air}} = 1007 \text{ [J/kg-K]}$$

$$\Delta T_{ml} = 23.78 \text{ [K]}$$

$$d_o = 0.009525 \text{ [m]}$$

$$F_{pr} = 1$$

$$h_{i3} = 1154 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$k_{\text{aire}} = 0.0264 \text{ [W/m-K]}$$

$$k_{fi} = 0.0676 \text{ [W/m-K]}$$

$$k_m = 398.7 \text{ [W/m-K]}$$

$$\mu_{\text{aire}} = 0.00001854 \text{ [kg/m-s]}$$

$$\mu_{fi} = 0.0001324 \text{ [kg/m-s]}$$

$$m_{\text{aire}} = 0.02234 \text{ [kg/s]}$$

$$Nusselt_{D_o} = 28.2$$

$$Pr_i = 2.076$$

$$Pr_{r_{gi}} = 0.9988$$

$$Q = 180 \text{ [W]}$$

$$Re_{ic} = 2024$$

$$\rho_{\text{aire}} = 1.176 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\rho_{fi} = 1078 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$R_{fi} = 0.000352 \text{ [m}^2\text{-K/W]}$$

$$r_o = 0.004763 \text{ [m]}$$

$$T_c = 328.2 \text{ [K]}$$

$$T_{\text{aire}} = 308.2 \text{ [K]}$$

$$U = 70.54 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$V_{\text{aire}} = 5 \text{ [m/s]}$$

No unit problems were detected.

A4. Cálculos de evaporador de sistema de refrigeración

{Diseño de intercambiador de calor}

$$P_1=101325[\text{Pa}]$$

{Presion atmosferica}

$$g_r=9.8[\text{m/s}^2]$$

{Gravedad}

{Datos calculados con procedimiento de determinacion de trabajo del compresor}

$$Q_{\dot{e}}=118[\text{W}]$$

{Calor requerido para evaporar}

$$m_{\dot{r}134a}=0.00177[\text{kg/s}]$$

{Flujo masico de refrigerante}

$$T_{ev}=\text{CONVERTTEMP}(C,K,-23.3)$$

{Temperatura de refrigerante dentro de evaporador}

$$T_i=\text{CONVERTTEMP}(C,K,5)$$

{Temperatura interna refrigerador}

$$T_{wi}=\text{CONVERTTEMP}(C,K,8)$$

{Temperatura pared interna refrigerador}

{Analisis del intercambio de calor por metodo LMTD}

$$Q_{\dot{e}}=A_{te} \cdot U_e \cdot \text{DELATAT}_{mle} \cdot F_{pre}$$

{Ecuacion general para intercambiador de calor}

$$A_{te}=\pi \cdot d_{oe} \cdot L_e$$

{Area requerida de transferencia de calor}

$$U_e=1/\left(\frac{1}{h_{tp}}+R_{fie}+\left(\frac{e_{oe}}{k_{me}}\right)+\left(\frac{1}{h_{oe}}\right)\right)$$

{Coeficiente global de transferencia de calor}

$$\text{DELATAT}_{mle}=\frac{(T_{ev}-T_i)-(T_{ev}-T_{wi})}{\ln\left(\frac{(T_{ev}-T_{wi})}{(T_{ev}-T_i)}\right)}$$

{Diferencia media logaritmica}

$$R_{fie}=0.000352 [\text{m}^2\text{-K/W}]$$

{Resistencia de fouling para refrigerantes}

$$r_{oe}=d_{oe}/2$$

{Radio externo de tubo}

$$d_{oe}=0.375 \cdot \text{CONVERT}(\text{in},\text{m})$$

{Diametro externo de tubo}

$$e_{oe}=0.022 \cdot \text{convert}(\text{in},\text{m})$$

{Espesor de tubo}

$$r_{ie}=r_{oe}-e_{oe}$$

{Radio interno de tubo}

$$d_{ie}=2 \cdot r_{ie}$$

{Diametro interno de tubo}

$$k_{me}=k('Aluminum', T_{ev})$$

{Conductividad aluminio}

$$F_{pre}=1$$

{Factor de correccion de la ecuacion general}

{Flujo interior refrigerador}

$$R_{ai}=1/h_{ai}$$

{Resistencia termica del aire}

$$R_{rai}=1/h_{rai}$$

{Resistencia termica debido a intercambio de radiacion entre paredes internas con evaporador}

$$R_{eq}=(R_{ai} \cdot R_{rai})/(R_{ai}+R_{rai})$$

{Resistencia termica interna equivalente}

$$R_{eq}=1/h_{oe}$$

{Coeficiente de transferencia de calor equivalente}

{radiacion evaporador-paredes internas}

$$h_{rai}=\text{SIGMA}_{rai} \cdot \text{em}_1 \cdot \text{em}_2 \cdot (T_{ev}^2+T_{wi}^2) \cdot (T_{ev}+T_{wi})$$

{Resistencia termica de radiacion}

$$\text{SIGMA}_{rai}=5.67E-8[\text{W/m}^2\text{-K}^4]$$

{Constante de Stefan Boltzmann}

$$\text{em}_1=\text{em}_2$$

{Relacion de emisividad de paredes}

$$\text{em}_1=0.9$$

{Emisividad de poliestireno}

{Flujo en tuberia}

$$h_{tp}=h_{nb}+h_{cb}$$

{Coeficiente resultante para refrigerante con flujo bifasico}

$$h_{nb}=F_{cnb} \cdot h_{lo_trans}$$

{Coeficiente de transferencia de calor de nucleacion-ebullición}

$$h_{cb}=F_{cb} \cdot h_{lo_trans}$$

{Coeficiente de transferencia de calor de convección-ebullición}

$$x=0.5119$$

{Calidad de refrigerante al ingreso del evaporador}

$$c_o=\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\rho_{gie}}{\rho_{fie}}\right)^{0.5} \cdot K_{fr}$$

{Numero de conveccion}

$$F_f=1.63$$

{Parametro de patron de flujo}

$$Bo=q_{2\text{prima}}/(G \cdot L_v)$$

{Numero de ebullicion}

$$G=m_{\dot{r}134a}/\left(\pi \cdot d_{ie}^2/4\right)$$

{Flujo masico de refrigerante por unidad de area}

$$L_v=215900[\text{J/kg}]$$

{Calor latente de evaporizacion para R134a}

$$q_{2\text{prima}}=U_1 \cdot (T_{wi}-T_{ev})$$

$$F_{cb}=1.8 \cdot c_o^{(-0.8)}$$

{Coeficiente de convección-ebullición}

$$Fro=(G^2)/(\rho_{fie} \cdot g \cdot d_{ie})$$

{Número de Froude}

$$K_{fr}=(25 \cdot Fro)^{(-0.3)}$$

{Factor de corrección de c_o en función del número de Froude}

$$F_{cnb}=F_{nb} \cdot (0.77+0.13 \cdot F_{cb})$$

{Factor de corrección de nucleacion-ebullición para c_o menor a 1}

$$F_{nb}=231 \cdot Bo^{(0.5)}$$

{Factor de corrección de nucleacion-ebullición}

$$U_1=32.73[\text{W/m}^2\text{-K}]$$

{Coeficiente global obtenido de la iteracion de diseño}

$$Re_{lo}=\rho_{fie} \cdot u_{r134a} \cdot d_{ie}/\mu_{fie}$$

{Reynolds de flujo de una fase}

$$m_{\dot{r}134a}=\rho_{fie} \cdot u_{r134a} \cdot \pi \cdot (d_{ie}^2)/4$$

{Ecuacion para obtener velocidad de refrigerante}

$h_{lo_lam}=3.66*k_{fie}/d_{ie}$ {Re=1600}{Coeficiente de conveccion para flujo laminar}

$h_{lo_trans}=h_{lo_lam}+((1895-1600)/(3000-1600))*(h_{lo_turb}-h_{lo_lam})$

{Re=1895}{Coeficiente de conveccion para flujo en transicion}

$h_{lo_turb}=(f/8)*Re_{lo}*Pr_{fie}*(k_{fie}/d_{ie})/(1+12.7*(f/8)^{1/2}*((Pr_{fie}^{2/3})-1))$

{Re=3000}{Coeficiente de conveccion para flujo turbulento}

$f=(0.79*\ln(Re_{lo})-1.64)^{-2}$

{Factor de friccion}

$k_{fie}=\text{Conductivity}(R134a,T=T_{ev},x=0)$

{Conductividad refrigerante en estado de liquido saturado}

$\mu_{fie}=\text{Viscosity}(R134a,T=T_{ev},x=0)$

{Viscosidad refrigerante en estado de liquido saturado}

$\mu_{gie}=\text{Viscosity}(R134a,T=T_{ev},x=1)$

{Viscosidad refrigerante en estado de vapor saturado}

{Conveccion de aire y evaporador}

$J=St*Pr_{ai}^{2/3}$

{Numero de Colburn}

$h_{ai}=St*C_{p_ai}*G_{max}$

{Coeficiente convectivo de aire interno}

$J=0.0014+0.2618*Re_{ai}^{-0.4}*(A_t/A_{te})^{-0.15}$

{Correlacion Colburn y Reynolds}

$Re_{ai}=G_{max}*d_{oe}/\mu_{ai}$

{Numero de Reynolds}

$G_{max}=\rho_{ai}*u_{ai}$

{Flujo masico por unidad de area}

$u_{ai}=1[\text{m/s}]$

{Velocidad de aire interno}

$A_t=(a)*(b)$

{Area total de transferencia de calor}

$a=0.35$

{Altura de placa de evaporador}

$b=0.30$

{Ancho de placa de evaporador}

$\rho_{ai}=\text{Density}(\text{Air}_{ha},T=T_{wi},P=P_1)$

{Densidad de aire}

$\mu_{ai}=\text{Viscosity}(\text{Air}_{ha},T=T_{wi},P=P_1)$

{Viscosidad cinematica de aire}

$C_{p_ai}=\text{Cp}(\text{Air}_{ha},T=T_{wi},P=P_1)$

{Calor especifico de aire}

$Pr_{ai}=\text{Prandtl}(\text{Air}_{ha},T=T_{wi},P=P_1)$

{Numero de Prandtl para aire}

$\rho_{fie}=\text{Density}(R134a,T=T_{ev},x=0)$

{Densidad de refrigerante en estado de liquido saturado}

$\rho_{gie}=\text{Density}(R134a,T=T_{ev},x=1)$

{Densidad de refrigerante en estado de vapor saturado}

$Pr_{fie}=\text{Prandtl}(R134a,T=T_{ev},x=0)$

{Numero de Prandtl de refrigerante en estado de liquido saturado}

$P_1 = 101325$ [Pa]

$g = 9.8$ [m/s²]

$\dot{Q}_e = 118$ [W]

$\dot{m}_{r134a} = 0.00177$ [kg/s]

$T_{ev} = \text{ConvertTemp} [C, K, -23.3]$

$T_i = \text{ConvertTemp} [C, K, 5]$

$T_{wi} = \text{ConvertTemp} [C, K, 8]$

$\dot{Q}_e = A_{te} \cdot U_e \cdot \Delta T_{mle} \cdot F_{pre}$

$A_{te} = \pi \cdot d_{oe} \cdot L_e$

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{h_{tp}} + R_{fie} + \frac{e_{oe}}{k_{me}} + \frac{1}{h_{oe}}}$$

$$\Delta T_{mle} = \frac{T_{ev} - T_i - [T_{ev} - T_{wi}]}{\ln \left[\frac{T_{ev} - T_{wi}}{T_{ev} - T_i} \right]}$$

$$R_{fie} = 0.000352 \text{ [m}^2\text{-K/W]}$$

$$r_{oe} = \frac{d_{oe}}{2}$$

$$d_{oe} = 0.375 \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right|$$

$$e_{oe} = 0.022 \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right|$$

$$r_{ie} = r_{oe} - e_{oe}$$

$$d_{ie} = 2 \cdot r_{ie}$$

$$k_{me} = \mathbf{k}[\text{'Aluminum', } T_{ev}]$$

$$F_{pre} = 1$$

$$R_{ai} = \frac{1}{h_{ai}}$$

$$R_{rai} = \frac{1}{h_{rai}}$$

$$R_{eq} = \frac{R_{ai} \cdot R_{rai}}{R_{ai} + R_{rai}}$$

$$R_{eq} = \frac{1}{h_{oe}}$$

$$h_{rai} = \Sigma_{rai} \cdot em_1 \cdot em_2 \cdot [T_{ev}^2 + T_{wi}^2] \cdot [T_{ev} + T_{wi}]$$

$$\Sigma_{rai} = 5.67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2\text{-K}^4]$$

$$em_1 = em_2$$

$$em_1 = 0.9$$

$$h_{tp} = h_{nb} + h_{cb}$$

$$h_{nb} = F_{cnb} \cdot h_{lo,trans}$$

$$h_{cb} = F_{cb} \cdot h_{lo,trans}$$

$$x = 0.5119$$

$$c_o = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0.8} \cdot \left[\frac{\rho_{gie}}{\rho_{fie}} \right]^{0.5} \cdot K_{fr}$$

$$F_f = 1.63$$

$$Bo = \frac{q_{2prima}}{G \cdot L_v}$$

$$G = \frac{\dot{m}_{r134a}}{\frac{\pi \cdot d_{ie}^2}{4}}$$

$$L_v = 215900 \text{ [J/kg]}$$

$$q_{2prima} = U_1 \cdot [T_{wi} - T_{ev}]$$

$$F_{cb} = 1.8 \cdot c_o^{-0.8}$$

$$Fro = \frac{G^2}{\rho_{fie}^2 \cdot gr \cdot d_{ie}}$$

$$K_{fr} = [25 \cdot Fro]^{-0.3}$$

$$F_{cnb} = F_{nb} \cdot [0.77 + 0.13 \cdot F_{cb}]$$

$$F_{nb} = 231 \cdot Bo^{0.5}$$

$$U_1 = 32.73 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$Re_{lo} = \rho_{fie} \cdot u_{r134a} \cdot \frac{d_{ie}}{\mu_{fie}}$$

$$\dot{m}_{r134a} = \rho_{fie} \cdot u_{r134a} \cdot \pi \cdot \frac{d_{ie}^2}{4}$$

$$h_{lo,lam} = 3.66 \cdot \frac{k_{fie}}{d_{ie}}$$

$$h_{lo,trans} = h_{lo,lam} + \left[\frac{1895 - 1600}{3000 - 1600} \right] \cdot [h_{lo,turb} - h_{lo,lam}]$$

$$h_{lo,turb} = \frac{\frac{f}{8} \cdot Re_{lo} \cdot Pr_{fie} \cdot \frac{k_{fie}}{d_{ie}}}{1 + 12.7 \cdot \left[\frac{f}{8} \right]^{[1/2]} \cdot [Pr_{fie}^{(2/3)} - 1]}$$

$$f = [0.79 \cdot \ln(Re_{lo}) - 1.64]^{-2}$$

$$k_{fie} = k[\text{'R134a'}, T=T_{ev}, x=0]$$

$$\mu_{fie} = \mathbf{Visc}[\text{'R134a'}, T=T_{ev}, x=0]$$

$$\mu_{gie} = \mathbf{Visc}[\text{'R134a'}, T=T_{ev}, x=1]$$

$$J = St \cdot Pr_{ai}^{[2/3]}$$

$$h_{ai} = St \cdot C_{p,ai} \cdot G_{max}$$

$$J = 0.0014 + 0.2618 \cdot Re_{ai}^{-0.4} \cdot \left[\frac{A_t}{A_{te}} \right]^{-0.15}$$

$$Re_{ai} = G_{max} \cdot \frac{d_{oe}}{\mu_{ai}}$$

$$G_{max} = \rho_{ai} \cdot u_{ai}$$

$$u_{ai} = 1 \text{ [m/s]}$$

$$A_t = a \cdot b$$

$$a = 0.35$$

$$b = 0.3$$

$$\rho_{ai} = \rho[\text{'Air}_{ha'}, T=T_{wi}, P=P_1]$$

$$\mu_{ai} = \mathbf{Visc}[\text{'Air}_{ha'}, T=T_{wi}, P=P_1]$$

$$C_{p,ai} = \mathbf{Cp}[\text{'Air}_{ha'}, T=T_{wi}, P=P_1]$$

$$Pr_{ai} = \mathbf{Pr}[\text{'Air}_{ha'}, T=T_{wi}, P=P_1]$$

$$\rho_{fie} = \rho[\text{'R134a'}, T=T_{ev}, x=0]$$

$$\rho_{gie} = \rho[\text{'R134a'}, T=T_{ev}, x=1]$$

$$Pr_{fie} = \mathbf{Pr}[\text{'R134a'}, T=T_{ev}, x=0]$$

SOLUTION

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

a = 0.35 [m]
At = 0.105 [m²]
Ate = 0.1133 [m²]
b = 0.3 [m]
Bo = 0.0001488
co = 0.1088
Cp,ai = 1006 [J/kg-K]
ΔTmle = 29.77 [K]
die = 0.008407 [m]
doe = 0.009525 [m]
em1 = 0.9
em2 = 0.9
eoe = 0.0005588 [m]
f = 0.07812
Fro = 0.006587
Fcb = 10.62
Fcnb = 6.06
Ff = 1.63
Fnb = 2.818
Fpre = 1
G = 31.88 [kg/s-m²]
gr = 9.8 [m/s²]
Gmax = 1.256 [kg/m²-s]
hai = 33.2 [W/m²-K]

hcb = 663.5 [W/m²-K]
hlo,lam = 45.31 [W/m²-K]
hlo,trans = 62.49 [W/m²-K]
hlo,turb = 126.8 [W/m²-K]
hnb = 378.7 [W/m²-K]
hoe = 36.65 [W/m²-K]
hrai = 3.45 [W/m²-K]
htp = 1042 [W/m²-K]
J = 0.02091
kfie = 0.1041 [W/m-K]
Kfr = 1.718
kme = 236.5 [W/m-K]
Le = 3.788 [m]
Lv = 215900 [J/kg]
μai = 0.00001762 [kg/m-s]
μfie = 0.0003629 [kg/m-s]
μgie = 0.00000999 [kg/m-s]
mr134a = 0.00177 [kg/s]
Pr_{ai} = 0.71
Pr_{fie} = 4.483
P1 = 101325 [Pa]
q2prima = 1024 [W/m²]
Qe = 118 [W]
Re_{ai} = 679
Re_{lo} = 738.6
ρai = 1.256 [kg/m³]
ρfie = 1369 [kg/m³]
ρgie = 5.92 [kg/m³]
R_{ai} = 0.03012 [m²-K/W]
R_{eq} = 0.02728 [m²-K/W]
R_{fie} = 0.000352 [m²-K/W]
rie = 0.004204 [m]
roe = 0.004763 [m]
R_{rai} = 0.2898 [m²-K/W]
Σ_{rai} = 5.670E-08 [W/m²-K⁴]
St = 0.02627
Tev = 249.9 [K]
Ti = 278.2 [K]
Twi = 281.2 [K]
U1 = 32.73 [W/m²-K]
uai = 1 [m/s]
Ue = 34.97 [W/m²-K]
ur134a = 0.0233 [m/s]
x = 0.5119

No unit problems were detected.

A5. Cálculos de caída de presión en condensador y evaporador

{Caída de presión de condensador}

$\Delta P_c = f_c \cdot \rho_{bar_i} \cdot L_t \cdot u_{r134a_c}^2 / 2 \cdot d_i$
 $\rho_{bar_i} = 577.2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $Re_{ic} = 2024$
 $L_t = 3.587 \text{ [m]}$
 $d_i = 0.008407 \text{ [m]}$
 $u_{r134a_c} = 0.02957 \text{ [m/s]}$
 $\epsilon = e_{acero} / d_i$
 $e_{acero} = 0.00003 \text{ [m]}$
 $f_c = \text{MoodyChart}(Re_{ic}, \epsilon)$

{Caída de presión}
 {Densidad promedio del refrigerante}
 {Reynolds del refrigerante}
 {Longitud total de tubo}
 {Diámetro interno del tubo}
 {Velocidad del refrigerante}
 {Rugosidad relativa del material}
 {Rugosidad absoluta del acero}
 {Factor de fricción de Darcy}

{Caída de presión de evaporador}

$\Delta P_e = f \cdot \rho_{fie} \cdot L_e \cdot u_{r134a_e}^2 / 2 \cdot d_{ie}$
 $\rho_{fie} = 1369 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $L_e = 3.837 \text{ [m]}$
 $d_{ie} = 0.008407 \text{ [m]}$
 $u_{r134a_e} = 0.0233 \text{ [m/s]}$
 $f = 0.07812$

{Caída de presión}
 {Densidad del refrigerante en estado líquido}
 {Longitud total de tubo}
 {Diámetro interno del tubo}
 {Velocidad del refrigerante}
 {Factor de fricción de Darcy}

$$\Delta P_c = f_c \cdot \bar{\rho}_i \cdot L_t \cdot \frac{u_{r134a,c}^2}{2} \cdot d_i$$

$$\bar{\rho}_i = 577.2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$Re_{ic} = 2024$$

$$L_t = 3.587 \text{ [m]}$$

$$d_i = 0.008407 \text{ [m]}$$

$$u_{r134a,c} = 0.02957 \text{ [m/s]}$$

$$\epsilon = \frac{e_{acero}}{d_i}$$

$$e_{acero} = 0.00003 \text{ [m]}$$

$$f_c = \text{MoodyChart}[Re_{ic}, \epsilon]$$

$$\Delta P_e = f \cdot \rho_{fie} \cdot L_e \cdot \frac{u_{r134a,e}^2}{2} \cdot d_{ie}$$

$$\rho_{fie} = 1369 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$L_e = 3.837 \text{ [m]}$$

$$d_{ie} = 0.008407 \text{ [m]}$$

$$u_{r134a,e} = 0.0233 \text{ [m/s]}$$

$$f = 0.07812$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$\Delta P_c = 0.0002411 \text{ [Pa]}$$

$$d_i = 0.008407 \text{ [m]}$$

$$\varepsilon = 0.003568$$

$$f = 0.07812$$

$$L_e = 3.837 \text{ [m]}$$

$$Re_{ic} = 2024$$

$$\rho_{fie} = 1369 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$Ur_{134a,e} = 0.0233 \text{ [m/s]}$$

$$\Delta P_e = 0.0009364 \text{ [Pa]}$$

$$d_{ie} = 0.008407 \text{ [m]}$$

$$e_{acero} = 0.00003 \text{ [m]}$$

$$f_c = 0.03169$$

$$L_t = 3.587 \text{ [m]}$$

$$\bar{\rho}_i = 577.2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$Ur_{134a,c} = 0.02957 \text{ [m/s]}$$

A6. Comparación entre sistema de refrigeración por compresión de vapor y sistema de absorción

{Ciclo ideal compresión de vapor con refrigerante R134-A}

$Q_e=118[W]$	{Calor a ser retirado del refrigerador}
$T_1=CONVERTTEMP(C,K,-23.3)$	{Temperatura de evaporación}
$T_3=CONVERTTEMP(C,K,55)$	{Temperatura de condensación}
$P_1=P_{sat}(R134a,T=T_1)$	{Presión de saturación en el estado 1}
$P_3=P_{sat}(R134a,T=T_3)$	{Presión de saturación en el estado 3}
$P_2=P_3$	
$P_4=P_1$	
$h_1=Enthalpy(R134a,T=T_1,x=1)$	{Entalpia del estado 1, vapor saturado}
$s_1=Entropy(R134a,T=T_1,x=1)$	{Entropia del estado 1, vapor saturado}
$s_2=s_1$	{Condición de entropia para compresor}
$h_2=Enthalpy(R134a,P=P_2,s=s_2)$	{Entalpia del estado 2}
$h_3=Enthalpy(R134a,T=T_3,x=0)$	{Entalpia del estado 3, fluido como liquido saturado}
$h_4=h_3$	{Condición de entalpia para dispositivo de estrangulamiento}
$Q_e=m_{dot_r134a}*(h_1-h_4)$	{Ecuación para obtener el flujo de refrigerante}
$Q_c=m_{dot_r134a}*(h_2-h_3)$	{Calor de condensación}
$Q_c=Q_e+W$	{Balance de energía del sistema de refrigeración para obtener el trabajo del compresor}
$COP_{comp}=Q_e/W$	{Coeficiente de desempeño}

{Ciclo de absorción con amoníaco-agua, se escoge este refrigerante-absorbente debido a que agua-bromuro litio no permite trabajar con las temperaturas de refrigeración deseadas}

$T_{1ab}=T_1$	{Condición de comparación entre sistemas, misma temperatura de evaporador}
$P_{1ab}=P_{sat}(Ammonia,T=T_{1ab})$	{Presión de saturación de amoníaco en estado 1}
$T_{8ab}=T_3$	{Condición de comparación entre sistemas, misma temperatura de condensación}
$P_{8ab}=P_{sat}(Ammonia,T=T_{8ab})$	{Presión de saturación en estado 8}
$h_{1ab}=Enthalpy(Ammonia,T=T_{1ab},x=1)$	{Entalpia en estado 1}
$h_{8ab}=Enthalpy(Ammonia,T=T_{8ab},x=0)$	{Entalpia en estado 8}
$h_{9ab}=h_{8ab}$	
$Q_e=m_{dot_NH3}*(h_{1ab}-h_{9ab})$	{Formula para despejar el flujo de amoníaco requerido}
$P_{7ab}=P_{8ab}$	
$h_{7ab}=Enthalpy(Ammonia,x=1,P=P_{7ab})$	{Entalpia del estado 7}
$Q_{cond}=m_{dot_NH3}*(h_{7ab}-h_{8ab})$	{Calor de condensación del sistema de absorción}
$m_{dot_NH3}+m_{dot_weak}=m_{dot_strong}$	{Balance de masa en absorbedor}
$m_{dot_NH3}*h_{1ab}+m_{dot_weak}*h_{6ab}=Q_a+m_{dot_strong}*h_{2ab}$	{Balance de energía en el absorbedor}
$m_{dot_strong}*h_{3ab}+Q_{gen}=m_{dot_NH3}*h_{7ab}+m_{dot_weak}*h_{4ab}$	{Balance de energía en el generador}
$Q_{gen}+Q_e=Q_a+Q_c$	

{concentraciones asumidas para enfriamiento del condensador y absorbedor con aire $x_{strong}=45\%$ y $x_{weak}=35\%$, trabajo de bomba asumido cero}

{Formulas para hallar entalpia de mezcla entre amoníaco-agua a través de las librerías de EES}

$CALL\ NH3H2O(123, T_{6ab}, P_{6ab}, x_{weak}:CONVERTTEMP(C,K,56[C]),P_{2ab},0.35,h_{6ab}, s_{6ab}, u_{6ab}, v_{6ab}, Qu_{6ab})$
$CALL\ NH3H2O(123, T_{2ab}, P_{2ab}, x_{strong}:CONVERTTEMP(C,K,38[C]),P_{1ab}*CONVERT(Pa,bar),0.45,h_{2ab}, s_{2ab}, u_{2ab}, v_{2ab}, Qu_{2ab})$
$CALL\ NH3H2O(123, T_{4ab}, P_{4ab}, x_4:CONVERTTEMP(C,K,108[C]),P_{3ab},x_{weak},h_{4ab}, s_{4ab}, u_{4ab}, v_{4ab}, Qu_{4ab})$
$CALL\ NH3H2O(123, T_{3ab}, P_{3ab}, x_3:CONVERTTEMP(C,K,88[C]),P_{7ab}*CONVERT(Pa,bar),x_{strong},h_{3ab}, s_{3ab}, u_{3ab}, v_{3ab}, Qu_{3ab})$
$h_{5ab}=h_{6ab}$

$COP_{ab}=Q_e/Q_{gen}$	{Coeficiente de desempeño de sistema de refrigeración por absorción}
------------------------	--

$$Q_e = 118 \text{ [W]}$$

$$T_1 = \text{ConvertTemp [C, K, -23.3]}$$

$$T_3 = \text{ConvertTemp [C, K, 55]}$$

$$P_1 = P_{\text{sat}} [\text{'R134a'}, T=T_1]$$

$$P_3 = P_{\text{sat}} [\text{'R134a'}, T=T_3]$$

$$P_2 = P_3$$

$$P_4 = P_1$$

$$h_1 = h [\text{'R134a'}, T=T_1, x=1]$$

$$s_1 = s [\text{'R134a'}, T=T_1, x=1]$$

$$s_2 = s_1$$

$$h_2 = h [\text{'R134a'}, P=P_2, s=s_2]$$

$$h_3 = h [\text{'R134a'}, T=T_3, x=0]$$

$$h_4 = h_3$$

$$Q_e = \dot{m}_{\text{r134a}} \cdot [h_1 - h_4]$$

$$Q_c = \dot{m}_{\text{r134a}} \cdot [h_2 - h_3]$$

$$Q_c = Q_e + W$$

$$\text{COP}_{\text{comp}} = \frac{Q_e}{W}$$

$$T_{1ab} = T_1$$

$$P_{1ab} = P_{\text{sat}} [\text{'Ammonia'}, T=T_{1ab}]$$

$$T_{8ab} = T_3$$

$$P_{8ab} = P_{\text{sat}} [\text{'Ammonia'}, T=T_{8ab}]$$

$$h_{1ab} = h [\text{'Ammonia'}, T=T_{1ab}, x=1]$$

$$h_{8ab} = h [\text{'Ammonia'}, T=T_{8ab}, x=0]$$

$$h_{9ab} = h_{8ab}$$

$$Q_e = \dot{m}_{\text{NH}_3} \cdot [h_{1ab} - h_{9ab}]$$

$$P_{7ab} = P_{8ab}$$

$$h_{7ab} = h [\text{'Ammonia'}, x=1, P=P_{7ab}]$$

$$Q_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{NH}_3} \cdot [h_{7ab} - h_{8ab}]$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3} + \dot{m}_{\text{weak}} = \dot{m}_{\text{strong}}$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3} \cdot h_{1ab} + \dot{m}_{\text{weak}} \cdot h_{6ab} = Q_a + \dot{m}_{\text{strong}} \cdot h_{2ab}$$

$$\dot{m}_{\text{strong}} \cdot h_{3ab} + Q_{\text{gen}} = \dot{m}_{\text{NH}_3} \cdot h_{7ab} + \dot{m}_{\text{weak}} \cdot h_{4ab}$$

$$Q_{\text{gen}} + Q_e = Q_a + Q_c$$

Call **NH3H2O** ['', 123, T_{6ab}, P_{6ab}, x_{weak} : , P_{2ab}, 0.35, h_{6ab}, s_{6ab}, u_{6ab} , V_{6ab}, QU_{6ab}]

Call **NH3H2O** ['', 123, T_{2ab}, P_{2ab}, x_{strong} : , , , 0.45 , h_{2ab}, s_{2ab}, u_{2ab}, V_{2ab}, QU_{2ab}]

Call **NH3H2O** ['', 123, T_{4ab}, P_{4ab}, x₄ : , P_{3ab}, x_{weak}, h_{4ab}, s_{4ab}, u_{4ab}, V_{4ab} , QU_{4ab}]

Call **NH3H2O** ['', 123, T_{3ab}, P_{3ab}, x₃ : , , , x_{strong}, h_{3ab} , s_{3ab}, u_{3ab}, V_{3ab}, QU_{3ab}]

$$h_{5ab} = h_{6ab}$$

$$\text{COP}_{\text{ab}} = \frac{Q_e}{Q_{\text{gen}}}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

$$\text{COP}_{\text{ab}} = 0.2899$$

$$h_1 = 236381 \text{ [J/kg]}$$

$$h_2 = 290152 \text{ [J/kg]}$$

$$h_3 = 131348 \text{ [J/kg]}$$

$$h_4 = 131348 \text{ [J/kg]}$$

$$h_{5ab} = 330.1 \text{ [J/kg]}$$

$$h_{7ab} = 1.491\text{E}+06 \text{ [J/kg]}$$

$$h_{9ab} = 466215 \text{ [J/kg]}$$

$$\dot{m}_{\text{r134a}} = 0.001123 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_{\text{weak}} = 2.09 \text{ [kg/s]}$$

$$P_{1ab} = 163811 \text{ [Pa]}$$

$$P_{2ab} = 1.638 \text{ [bar]}$$

$$P_{3ab} = 23.1 \text{ [bar]}$$

$$P_{4ab} = 23.1 \text{ [bar]}$$

$$P_{7ab} = 2.310\text{E}+06 \text{ [Pa]}$$

$$QU_{2ab} = 0.1966$$

$$QU_{4ab} = -0.001$$

$$Q_a = 346.7 \text{ [W]}$$

$$Q_{\text{cond}} = 125.2 \text{ [W]}$$

$$Q_{\text{gen}} = 407.1 \text{ [W]}$$

$$s_2 = 948.8 \text{ [J/kg-K]}$$

$$s_{3ab} = 1.088$$

$$s_{6ab} = 1.631$$

$$T_{1ab} = 249.9 \text{ [K]}$$

$$T_3 = 328.2 \text{ [K]}$$

$$T_{4ab} = 381.2 \text{ [K]}$$

$$T_{8ab} = 328.2 \text{ [K]}$$

$$U_{3ab} = 157.3$$

$$U_{6ab} = 302.7$$

$$V_{3ab} = 0.001279$$

$$V_{6ab} = 0.1668$$

$$x_3 = 0.45$$

$$x_{\text{strong}} = 0.45$$

$$\text{COP}_{\text{comp}} = 1.953$$

$$h_{1ab} = 1.433\text{E}+06 \text{ [J/kg]}$$

$$h_{2ab} = 247.9 \text{ [J/kg]}$$

$$h_{3ab} = 160.2 \text{ [J/kg]}$$

$$h_{4ab} = 267.9 \text{ [J/kg]}$$

$$h_{6ab} = 330.1 \text{ [J/kg]}$$

$$h_{8ab} = 466215 \text{ [J/kg]}$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3} = 0.0001221 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_{\text{strong}} = 2.09 \text{ [kg/s]}$$

$$P_1 = 114914 \text{ [Pa]}$$

$$P_2 = 1.492\text{E}+06 \text{ [Pa]}$$

$$P_3 = 1.492\text{E}+06 \text{ [Pa]}$$

$$P_4 = 114914 \text{ [Pa]}$$

$$P_{6ab} = 1.638 \text{ [bar]}$$

$$P_{8ab} = 2.310\text{E}+06 \text{ [Pa]}$$

$$QU_{3ab} = -0.001$$

$$QU_{6ab} = 0.1724$$

$$Q_c = 178.4 \text{ [W]}$$

$$Q_e = 118 \text{ [W]}$$

$$s_1 = 948.8 \text{ [J/kg-K]}$$

$$s_{2ab} = 1.466$$

$$s_{4ab} = 1.354$$

$$T_1 = 249.9 \text{ [K]}$$

$$T_{2ab} = 311.2 \text{ [K]}$$

$$T_{3ab} = 361.1 \text{ [K]}$$

$$T_{6ab} = 329.2 \text{ [K]}$$

$$U_{2ab} = 218.4$$

$$U_{4ab} = 265$$

$$V_{2ab} = 0.18$$

$$V_{4ab} = 0.001253$$

$$W = 60.41 \text{ [W]}$$

$$x_4 = 0.35$$

$$x_{\text{weak}} = 0.35$$

A7. Cálculos para sistema fotovoltaico

a) Energía de corriente alterna consumida

$$E_{ac} = W t_c$$

$$E_{ac} = \text{Energía de corriente alterna} \left[\frac{Wh}{\text{día}} \right]$$

$$W = \text{Trabajo del compresor} [W]$$

$$t_c = \text{Tiempo de trabajo del compresor por día} \left[\frac{h}{\text{día}} \right]$$

$$W = 60.8 [W]$$

$$t_c = 6 \left[\frac{h}{\text{día}} \right]$$

$$E_{ac} = 364.8 \left[\frac{Wh}{\text{día}} \right]$$

b) Energía de corriente directa equivalente

$$E_{dc} = \frac{(1 + f_s)}{\eta_{inv}} E_{ac}$$

$$E_{dc} = \text{Energía equivalente de corriente directa} [Wh]$$

$$f_s = \text{Factor de seguridad por pérdidas en cableado y variación de consumos}$$

$$\eta_{inv} = \text{Eficiencia del inversor}$$

$$f_s = 10\%$$

$$\eta_{inv} = 90\%$$

$$E_{dc} = \frac{(1 + 0.1)}{0.9} (364.8)$$

$$E_{dc} = 437.8 \left[\frac{Wh}{\text{día}} \right]$$

c) Radiación global, directa y difusa

Datos de radiación sobre superficie horizontal son tomados del sitio web de Energía Solar y Meteorología de la NASA (NASA National Aeronautics and Space Administration, 2016), en función de la longitud y latitud del lugar analizado, que corresponde al cantón Balao en la provincia del Guayas. Los valores se muestran en la Tabla A1 en $\frac{kWh}{m^2 \text{ día}}$, con excepción del factor de albedo que es adimensional.

Tabla A1. Datos de radiación para cantón Balao

Latitud: -2.911; Longitud: 79.81												
	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Global	4.49	4.59	5.04	4.91	4.51	4.18	4.01	4.50	4.74	4.51	4.72	4.71
Directa	3.37	3.26	3.82	3.98	3.85	3.60	3.20	3.56	3.52	3.12	3.67	3.83
Difusa	2.22	2.32	2.33	2.15	1.97	1.88	1.94	2.08	2.25	2.31	2.22	2.16
Albedo	0.16	0.17	0.16	0.14	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.16	0.17

Fuente: (NASA National Aeronautics and Space Administration, 2016)

d) Ángulo de declinación solar

La posición angular del sol se muestra para días promedio recomendados, obtenido del libro *Solar Engineering of Thermal Processes*, se aplica para valores absolutos de latitudes menores a 66.5 °.

Tabla A2. Declinación solar por mes

Mes	Día del mes	Día del año	Declinación solar δ (°)
Enero	17	17	-20.92
Febrero	16	47	-12.95
Marzo	16	75	-2.42
Abril	15	105	9.41
Mayo	15	135	18.79
Junio	11	162	23.09
Julio	17	198	21.18
Agosto	16	228	13.45
Septiembre	15	258	2.22
Octubre	15	288	-9.60
Noviembre	14	318	-18.91
Diciembre	10	344	-23.05

Fuente: Duffie & Beckman, 2013

e) Factor de corrección angular

$$R_b = \frac{\cos(\phi + \beta_p) \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin(\phi + \beta_p) \sin \delta}{\cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin \phi \cdot \sin \delta}$$

R_b =Factor de corrección angular

ϕ = Latitud [°]

δ =Ángulo de declinación solar [°]

β_p =Ángulo de inclinación de panel [°]

ω =Ángulo de desplazamiento por hora. [°]

$$\phi = -2.911^\circ$$

$$\omega = 180^\circ$$

ω toma dicho valor para análisis en hemisferio sur. En la tabla A3 se muestra el factor de corrección angular de acuerdo al ángulo de declinación solar por mes, además de varios ángulos de inclinación de la superficie.

Tabla A3. Factor de corrección angular

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$\delta [^\circ]$	-20.9	-13.0	-2.4	9.4	18.8	23.1	21.2	13.5	2.2	-9.6	-18.9	-23.0
$\beta_P [^\circ]$												
15	0.88	0.92	0.97	1.02	1.07	1.09	1.08	1.04	0.99	0.94	0.89	0.87
30	0.70	0.78	0.87	0.98	1.07	1.11	1.09	1.01	0.91	0.81	0.72	0.68
45	0.48	0.58	0.71	0.86	0.99	1.05	1.02	0.91	0.77	0.62	0.50	0.45
60	0.22	0.35	0.51	0.69	0.84	0.92	0.89	0.75	0.58	0.40	0.25	0.18

Fuente: Elaboración propia

f) Radiación incidente sobre superficie inclinada

$$I_T = I_b \cdot R_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta_P}{2} \right) + (I_b + I_d) \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta_P}{2} \right)$$

I_T =Radiación sobre superficie inclinada $\left[\frac{kWh}{m^2 día} \right]$

I_b =Radiación directa sobre superficie horizontal $\left[\frac{kWh}{m^2 día} \right]$

I_d =Radiación difusa sobre superficie horizontal $\left[\frac{kWh}{m^2 día} \right]$

ρ_g =Factor de albedo o reflectancia difusa

En la Tabla A4 se muestran los valores de radiación incidente sobre superficie inclinada en función del mes y ángulo de orientación del panel.

Tabla A4. Radiación sobre superficie inclinada

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$\beta_P [^\circ]$												
15	5.2	5.3	6.0	6.2	6.1	5.8	5.4	5.8	5.7	5.2	5.5	5.5
30	4.5	4.8	5.6	5.9	6.0	5.8	5.3	5.6	5.4	4.7	4.8	4.7
45	3.6	4.0	4.9	5.4	5.6	5.5	5.0	5.2	4.8	4.1	3.9	3.7
60	2.6	3.1	3.9	4.6	4.9	4.9	4.5	4.5	4.0	3.2	2.8	2.6

Fuente: Elaboración propia

g) Relación consumo-radiación disponible

$$P_{C/R} = \frac{E_{dc}}{I_T}$$

$P_{C/R}$ =Relación consumo-radiación [$m^2 \times 10^{-3}$]

En la tabla A5 se muestra la relación existente entre el consumo del compresor y la radiación disponible de acuerdo al mes y ángulo de orientación.

Tabla A5. Relación consumo-radiación

Mes β_p [°]	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
15	85	83	73	71	72	76	81	76	77	84	80	80
30	97	92	79	74	73	76	82	78	82	92	91	93
45	120	109	90	81	78	80	87	85	92	108	113	118
60	167	141	111	96	89	89	98	98	111	137	155	170

Fuente: Elaboración propia

h) Área de captación del panel

$$A_p = \frac{1.1P_{C/R}}{\rho_p}$$

A_p =Área de captación del panel [m^2]

ρ_p =Rendimiento del panel

$$\rho_p = 15\%$$

$$P_{C/R} = 85 [m^2 \times 10^{-3}]$$

$$A_p = \frac{1.1(0.085)}{0.15}$$

$$A_p = 0.62 [m^2]$$

i) Potencia nominal del panel

$$C_p = 1000\rho_p A_p$$

C_p =Potencia pico de panel [Wp]

$$C_p = 1000(0.15)(0.62)$$

$$C_p = 93 [Wp]$$

j) Capacidad de acumulación de batería

$$Q_{bat} = \frac{1.2 E_{dc} N}{V_{op}}$$

Q_{bat} = Capacidad de acumulación [Ah]

N = Número de días de autonomía

V_{op} = Voltaje de operación [V]

$$N = 3$$

$$V_{op} = 12 [V]$$

$$Q_{bat} = \frac{1.2 (437.8)(3)}{12}$$

$$Q_{bat} = 131.3 [Ah]$$

APÉNDICE B. CATÁLOGO DE COMPONENTES Y ACCESORIOS

DC



适用机型：以移动设备中的冷藏柜为主、例如游艇、汽车、卡车、带篷货车、客车。

Suitable machines: in mobile applications, e.g. cooling boxes, boats, caravans, trucks, vans, buses, etc.

应用范围：低背压、中背压、高背压

Applications: LBP, M/HBP

可用电压：12/24V DC, 48V可定制。

Available voltage: 12/24V DC, 48V can be customized.

制冷剂Refrigerants: R134a

制冷剂 Refrigerant	制冷量范围 Capacity Range				能效Efficiency		容积Displacement(cm ³)	
	最小Min		最大Max		普效OE		最小Min	最大Max
	W	BTU/h	W	BTU/h	COP	EER		
R134a	72	245.6	210	716.5	1.08	3.68	2.5	6.5

★ Capacity @ 3500RPM, -23.3°C for LBP.

COMPRESSOR TECHNICAL DATA

压缩机技术资料



直流压缩机

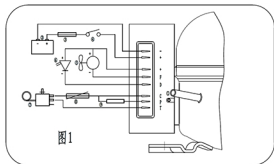
DC COMPRESSOR R134A LBP M/HBP 12/24V

系列 Serial	型号 Model	工作容积 Displacement (cm ³)	转速 Rotate Speed (rpm)	制冷量 Capacity			性能系数 Efficiency		注油量 Oil charge ml	冷却方式 Cooling Type	电源 Power Supply	认证 Certificate
				-23.3°C (ASHRAE)			COP	EER				
				W	Kcal/h	Btu/h						
V	QDZH25G	2.5	2000	43.0	37.2	146.0	1.08	3.68	160	FC	12/24V (DC)	CE
			2500	53.0	45.8	186.0	1.05	3.58				
			3000	62.0	53.5	211.0	1.06	3.62				
			3500	72.0	62.2	245.0	1.04	3.55				
	QDZH30G	3.0	2000	51.6	44.6	176.0	1.05	3.58				
			2500	63.6	55.0	217.0	1.05	3.58				
			3000	74.4	64.3	254.0	1.06	3.62				
			3500	86.4	74.7	295.0	1.04	3.55				
	QDZH35G	3.5	2000	60.0	51.9	204.6	1.08	3.68				
			2500	73.0	63.1	248.9	1.07	3.65				
			3000	86.0	74.4	293.2	1.06	3.62				
			3500	100.0	86.5	341.0	1.05	3.58				
MK	QDZH65G	6.5	2000	120.0	409.4	103.6	1.2	4.09	180			CE
			2500	150.0	511.8	129.6	1.2	4.09				
			3000	180.0	614.2	155.5	1.2	4.09				
			3500	210.0	716.5	181.4	1.2	4.09				



直流压缩机安装说明 DC Compressor Instruction

控制器接线图 Electronic Unit Wiring Diagram



- ① 螺丝钉 Screw
- ② 电池 Battery
- ③ 保险丝 Fuse
- ④ 主开关 Main Switch
- ⑤ LED灯 LED
- ⑥ 风扇 DC fan
- ⑦ 温控 Thermostat
- ⑧ 控速电阻 Resistor for presetting speed
- ⑨ 电池保护电阻
Resistor for presetting battery protection voltage

控制器使用说明 Electronic Unit Specification

1、此控制器能自动适应双电压即直流12V和24V电源输入系统，直流12V系统时最大输入电压为17V，24V系统时最大输入电压为31.5V。控制器工作环境温度不大于60℃；当控制器外壳温度过高时将停止压缩机而产生温度过高保护。

2、安装方式：如图1所示，将控制器三相输出插件紧插在压缩机的连接线缆上，控制器套入压缩机的装卡片后拧紧螺钉（1）。

3、电源连接：如图1所示。

a、控制器的电源输入线直接连接至电池的正负极（2），控制器的（-）极连至电池的负极；控制器的（+）极连至电池的正极，否则控制器将不能正常工作，控制器具有电源反接保护。

b、为了保护装置，必须在正电源连线中接入一个保险丝（3），并尽可能靠近电池的正输出极，QDZH25G、QDZH30G和QDZH35G压缩机推荐12V系统采用15A，24V系统采用7.5A；QDZH65G压缩机推荐12V系统采用30A，24V系统采用15A。

c、如果加入主开关（4），则QDZH25G、QDZH30G和QDZH35G压缩机开关的最小通断电流值大于20A；QDZH65G压缩机开关的最小通断电流值为12VDC-40A或者24VDC-20A。

d、电源线选择（线径及长度）可参照表2，否则会因电源线上的电压降影响到控制器的电池保护点的设置值。

4、电池的保护：如图1所示。

a、控制器通过检测输入极（+）和（-）之间的电压值来确定停止压缩机及重启压缩机，用于保护不同的供电电池。

b、标准电池的保护设备推荐值见表3；其他电压的设定可通过调节控制器的端子（C）和（F）的连接电阻（9），具体数值参照表1。

5、温度开关：如图1所示。

a、温度开关（7）连接在控制器的C、T端，如果中间不连接任何电阻，则当温度开关关闭时压缩机的运行速度为2000rpm。

b、其他压缩机的设定转速可通过电阻（8）来调节电流（mA）来获得，具体电阻数值参照表4。

6、外接风扇：如图1所示。

a、控制器的端子（+）和（F）之间可接入一个12V的直流风扇（5），风扇的正极连接控制器的（+）端，负极连接控制器的（F）端。当控制器的输入电压超过12V时，端子（+）和（F）之间输出的值总是保持12V。不管输入电压系统是12V还是24V，风扇必须是12V的直流风扇。

b、控制器可持续输出0.5A的风扇驱动能力。

7、外接LED显示：如图1所示。

a、控制器的端子（+）和（D）之间可接入一个10mA的LED（6）用于显示故障，LED的阳极连接控制器的（+）端，阴极连接控制器的（D）端。

b、当发生故障时，LED每3秒循环，在每个循环中连续闪烁，根据不同的故障闪烁不同的次数，每次闪烁为0.2秒，持续增值3分钟，具体代码和闪烁次数见表5。

Electronic Unit Specification

1.The electronic unit is a dual voltage device. This means that the same unit can be used in both 12V and 24V power supply systems, maximum voltage is 17V for a 12V system and 31.5V for a 24V system. Maximum ambient temperature is 60°C. The electronic unit has a built-in thermal protection which is actuated and stops compressor operation if the electronic unit temperature gets too high.

2.Installation (Fig.1)

Connect the terminal plug from the electronic unit to the compressor terminal. Mount the electronic unit on the compressor by snapping the cover over the screw head(1).

3.Power supply (Fig.1)

a.The electronic unit must always be connected directly to the battery poles(2), connect the plus to (+) and the minus to (-), otherwise the electronic unit will not work. The electronic unit is protected against reverse battery connection.

b.For protection of the installation, a fuse (3) must be mounted in the (+) cable as close to the battery as possible. 15A fuse for 12V and 7.5A fuse for 24V circuits are recommended for model QDZH25G, QDZH30G and QDZH35G; 30A fuse for 12V and 15A fuse for 24V circuits for model QDZH65G.

c.If a main switch (4) is used, model QDZH25G, QDZH30G and QDZH35G should be rated to a current of min. 20A; model QDZH65G should be rated to a current of 40A @ 12V and 20V @ 24V.

d.The wire dimensions in Table. 2 must be observed. Avoid extra junctions in the power supply system to prevent voltage drop from affecting the battery protection setting.

4.Battery protection (Fig.1)

a.The compressor is stopped and re-started again according to the decided voltage limits measured on the (+) and (-) terminals of the electronic unit.

b.The standard settings for 12V and 24V power supply systems appear from Table.3. Other setting (Table.1) are optional if a connection which includes a resistor (9) is established between terminals C and F.

5.Thermostat switch(Fig.1)

a.The thermostat (7) is connected between the terminals C and T. Without any resistor in the control circuit, the compressor with electronic unit will run with a fixed speed of 2000rpm when the thermostat is switched on.

b.Other fixed compressor speeds in the range between 2000 and 3500rpm can be obtained when a resistor (8) is installed to adjust the voltage (V) of the control circuit. Resistor values for various motor speeds appear from Table.4.

6.Fan (Optional, Fig.1)

a.A fan (5) can be connected between the terminals (+) and (F). Connect the plus to (+) and the minus to (F). Since the output voltage between the terminals (+) and (F) is always regulated to 12V, a 12V fan must be used for 12V and 24V power supply systems.

b.The fan output can supply a continuous current of 0.5A. A higher current draw is allowed for 2 seconds during start.

7.LED(Optional, Fig.1)

a.A 10mA light emitting diode (LED)(6) can be connected between the terminals (+) and (D).

b.In case the electronic unit records an operational error, the diodes will flash a number of times. The number of flashes depends on what kind of operational error was recorded. Each flash will last 1/5 second. After the actual number of flashes there will be a delay with no flashes, so that the sequence for each error recording is repeated every 3 minutes.

注意事项:

- 1、控制器通电前，请仔细阅读说明书，并检查连接线是否正确，不正确的连接可能损坏控制器；
- 2、控制器输入电压值不能大于直流35V。

Notes:

- 1.Power electronic Unit, please read the manual; and check the connection is correct, incorrect connection may damage controller.
- 2.Electronic Unit can not be greater than the value of the input voltage 35V.

工作电压设定表 (表1)

Optional battery protection settings (Table 1)

外接电源 Resistor (9)K Ω	12V停机值 12V cut-out V	12V开机值 12V cut-in V	12V高压停机值 12V Max cut-out V	24V停机值 12V cut-out V	24V开机值 12V cut-in V	24V高压停机值 12V Max cut-out V
0.0	9.6	10.9	17.0	21.3	22.7	31.5
1.6	9.7	11.0	17.0	21.5	22.9	31.5
2.4	9.9	11.1	17.0	21.8	23.2	31.5
3.6	10.0	11.3	17.0	22.0	23.4	31.5
4.7	10.1	11.4	17.0	22.3	23.7	31.5
6.2	10.2	11.5	17.0	22.5	23.9	31.5
8.2	10.4	11.7	17.0	22.8	24.2	31.5
11.0	10.5	11.8	17.0	23.0	24.5	31.5
14.0	10.6	11.9	17.0	23.3	24.7	31.5
18.0	10.8	12.0	17.0	23.6	25.0	31.5
24.0	10.9	12.2	17.0	23.8	25.2	31.5
33.0	11.0	12.3	17.0	24.1	25.5	31.5
47.0	11.1	12.4	17.0	24.3	25.7	31.5
82.0	11.3	12.5	17.0	24.6	26.0	31.5
220	9.6	10.9	17.0	21.3	22.7	31.5

电源进线推荐 (表2)

Wire dimensions (Table 2)

线号 AWG Gauge	线径 Cross setion (mm ²)	12V最大长度Max Length 12V DC		24V最大长度Max Length 12V DC	
		ft	m	ft	m
13	2.5	8	2.5	16	5
12	4	13	4	26	8
10	6	20	6	39	12
8	10	23	10	66	20

标准电池保护设定推荐表 (表3)

Standard battery protection settings (Table 3)

12V停机值 12V cut-out V	12V开机值 12V cut-in V	24V停机值 12V cut-out V	24V开机值 12V cut-in V
10.4	11.7	22.8	24.2

速度设定表 (表4)
Compressor speed settings (Table 4)

压缩机转速Motor speed (rpm)	C/T(8)阻电阻C/T Resistor(8) Ω	C/T(8)阻电阻C/T current mA
2000	0	0.87-1.02
2100	51	1.02-1.17
2200	100	1.17-1.32
2300	150	1.32-1.48
2400	200	1.48-1.63
2500	277	1.63-1.78
2600	330	1.78-1.93
2700	400	1.93-2.08
2800	490	2.08-2.24
2900	586	2.24-2.39
3000	692	2.39-2.54
3100	816	2.54-2.69
3200	963	2.69-2.84
3300	1137	2.84-3.0
3400	1331	3.0-3.15
3500	1523	3.15-3.61
Stop	>3000	3.61-5

故障类型表 (表5)
Error Type (Table 5)

闪烁次数 Number of Flashes	故障类型Error Type
1	电压故障--输入电压处于设定的范围之外。 Battery protection cut-out(The voltage is outside the cut-out setting.)
2	风扇电流故障--风扇电流输出电流大于1A。 Fan over-current cut-out(The fan loads the electronic unit with more than 1A.)
3	压缩机启动故障--压缩机电机堵转或系统压力太大 (>6kg/cm ³) Motor start error (The rotor is blocked or the differential pressure in the refrigeration system is too high (>6kg/cm ³))
4	压缩机最小速度故障--压缩机负荷过大或电机的转速过小。 Minimum motor speed error (If the refrigeration system is too heavily loaded, the motor cannot maintain minimum speed 1850rpm or controller cannot find the rotor position.)
5	控制器温度故障--控制器外壳温度太高 (>75℃)。 Thermal cut-out of electronic unit (if the refrigeration system had too heavily loaded, or if the ambient temperature is high, the electronic unit will run too hot (case temperature >75℃))
6	控制器硬件故障--控制器检测到不正常的参数。 Controller hardware failure (Controller detects abnormal parameters.)

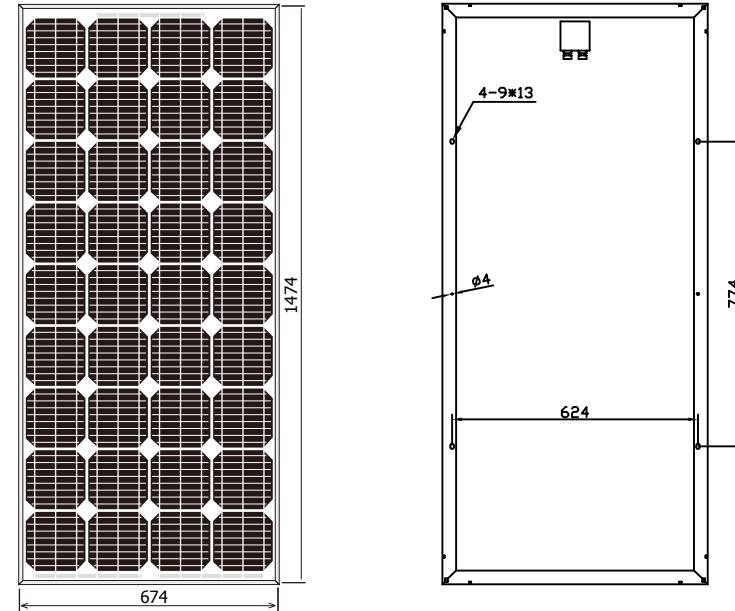
TECHNICAL DATA SHEET

SM636-150



Technical Data

Type	SM636-150
Type of Solar Cell	Mono-crystalline, 156mm×156mm
Number of Cells	36 pcs
Size of module	1482×676×35mm (156×156mm cell)
Module, Weight	12 kg
Connector / Cross-Section	Cixi Renhe
Cables, Length (+/-)	Customizable
Front Cover Glass	Safety Glass
Front Cover Glass, Thickness	3.2 mm
Frame	Anodized Aluminium



Electrical Data

Maximum Power	$P_{MPP\ STC}$	150 W
Power Tolerance	Δ_{STC}	+2%
Maximum Power Voltage	$U_{MPP\ STC}$	18.1 V
Maximum Power Current	$I_{MPP\ STC}$	8.42 A
Open Circuit Voltage	$U_{OC\ STC}$	22.6 V
Short Circuit Current	$I_{SC\ STC}$	8.88 A
Cell Efficiency	η_{STC}	15.5 %
Maximum System Voltage	U_{DC}	1000 V

STC: Irradiance 1000 W/m²; Spectrum AM 1,5; Cell Temperature 25°C, Wind 0 m/s

Temperature Coefficients

Power Coefficient	$\alpha_k (P_{MPP})$	- 0.50 ± 0.05 %/K
Voltage Coefficient	$\beta_k (U_{OC})$	- 0.35 ± 0.01 %/K
Current Coefficient	$\phi_k (I_{SC})$	0.06 ± 0.01 %/K

Power Warranty

- 10 years performance warranty to 90 %
- 25 years performance warranty to 80 %
- 5 years warranty against production and material defects

Certifications

IEC 61215, IEC 61730 ,TUV, CE, ISO9001:2000

Simax(suzhou) Green New Energy Co.,Ltd Add:beibanjing riverside,suzhou road,taicang city,jiangsu province,China

Tel: +86-512-53378555 Fax: +86-512-53378556

Url: www.simaxsolar.com Email: info@simaxsolar.com



UCG150-12



Physical Specification

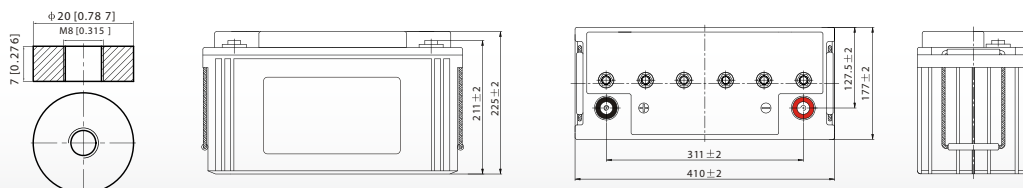
Part Number:	UCG150-12
Length:	485 ± 2 mm (19.09 inches)
Width:	170 ± 2 mm (6.69 inches)
Container Height:	240 ± 2 mm (9.45 inches)
Total Height (with terminal):	240 ± 2 mm (9.45 inches)
Approx Weight:	Approx 44 kg

Specifications

	Nominal Voltage	12V
	Nominal Capacity (10HR)	150AH
Terminal Type	Standard Terminal	F10
	Optional Terminal	F11
Container Material	Standard Option	ABS
	Flame Retardant Option (FR)	ABS (UL94:VO)
Rated Capacity	160.8 AH/8.04A	(20hr, 1.80V/cell, 25°C / 77°F)
	150.0 AH/15.0A	(10hr, 1.80V/cell, 25°C / 77°F)
	131.6 AH/26.3A	(5hr, 1.75V/cell, 25°C / 77°F)
	119.3 AH/39.8A	(3hr, 1.75V/cell, 25°C / 77°F)
	96.9 AH/96.9A	(1hr, 1.60V/cell, 25°C / 77°F)
Max Discharge Current	1500A (5s)	
Internal Resistance	Approx 2.5mΩ	
Discharge Characteristics	Operating Temp. Range	Discharge: -20 ~ 55°C (-4 ~ 131°F)
		Charge: 0 ~ 40°C (32 ~ 104°F)
		Storage: -20 ~ 50°C (-4 ~ 122°F)
	Nominal Operating Temp. Range	25 ± 3°C (77 ± 5°F)
	Cycle Use	Initial Charging Current less than 45.0A. Voltage 14.4V ~ 15.0V at 25°C (77°F) Temp. Coefficient -30mV/°C
	Standby Use	No limit on Initial Charging Current Voltage 13.5V ~ 13.8V at 25°C (77°F) Temp. Coefficient -20mV/°C
	Capacity affected by Temperature	40°C (104°F) 103% 25°C (77°F) 100% 0°C (32°F) 86%
Design Floating Life at 20°C	15 Years	
Self Discharge	Ultracell batteries may be stored for up to 6 months at 25°C(77°F) and then a refresh charge is required. For higher temperatures the time interval will be shorter.	

Dimensions

F11 Terminal



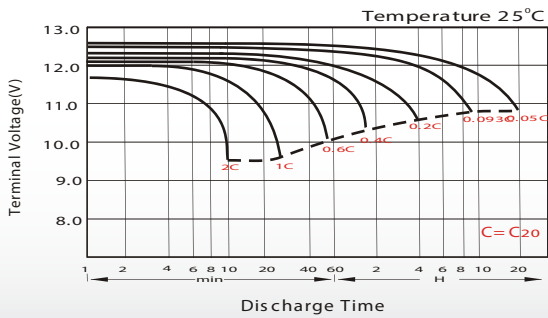
Constant Current Discharge (Amperes) at 25 °C (77°F)

F.V/Time	10min	15min	20min	30min	45min	1h	2h	3h	4h	5h	6h	8h	10h	20h
1.85V/cell	219.6	184.8	161.5	116.2	92.3	74.9	46.5	36.3	29.4	23.9	20.8	17.0	14.2	7.97
1.80V/cell	280.6	223.3	190.9	137.1	107.3	83.9	50.8	39.0	31.4	25.6	22.3	18.0	15.0	8.04
1.75V/cell	308.3	243.9	205.3	142.3	111.4	87.8	52.7	39.8	32.1	26.3	23.0	18.3	15.2	8.12
1.70V/cell	336.1	260.4	215.8	148.2	115.8	90.5	54.8	40.9	32.9	27.0	23.4	18.6	15.3	8.27
1.65V/cell	362.7	276.9	229.2	156.3	118.7	93.6	56.3	42.6	34.1	27.7	23.9	18.9	15.6	8.37
1.60V/cell	393.8	296.1	244.2	165.0	123.8	96.9	58.2	43.9	35.1	28.6	24.5	19.1	15.8	8.42

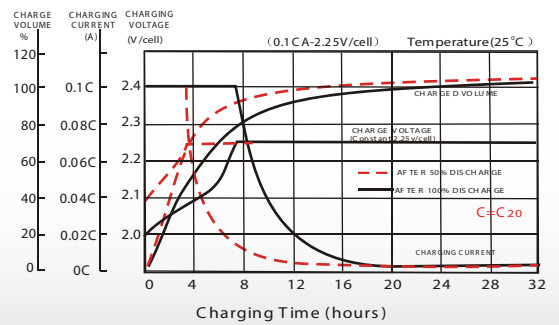
Constant Power Discharge (Watts) at 25 °C (77°F)

F.V/Time	10min	15min	20min	30min	45min	1h	2h	3h	4h	5h	6h	8h	10h	20h
1.85V/cell	409.8	348.4	307.7	223.3	178.5	145.4	90.7	70.9	57.5	46.9	41.1	33.6	28.0	15.9
1.80V/cell	516.6	414.7	358.2	260.3	205.9	161.9	98.3	75.9	61.1	50.2	44.0	35.6	29.7	16.1
1.75V/cell	560.6	448.6	382.2	268.9	212.7	168.7	101.7	77.1	62.4	51.4	45.1	36.2	30.0	16.2
1.70V/cell	602.5	475.4	399.4	278.8	220.6	173.6	105.5	79.0	63.9	52.6	46.0	36.7	30.2	16.5
1.65V/cell	645.6	502.2	422.3	292.8	225.2	178.8	108.1	82.2	65.9	54.0	46.9	37.2	30.8	16.7
1.60V/cell	689.0	530.7	445.2	306.0	232.6	183.7	111.1	84.3	67.7	55.5	47.8	37.5	31.1	16.8

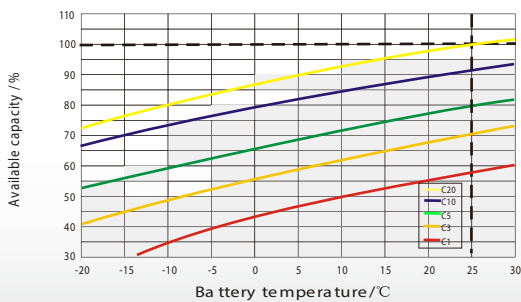
Discharge Characteristics



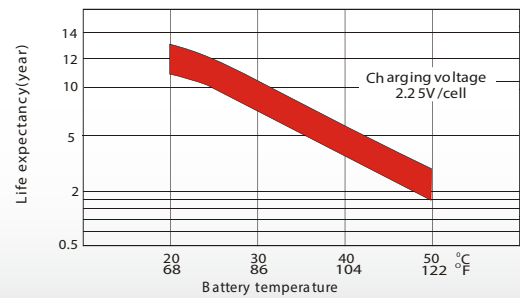
Float Charging Characteristics



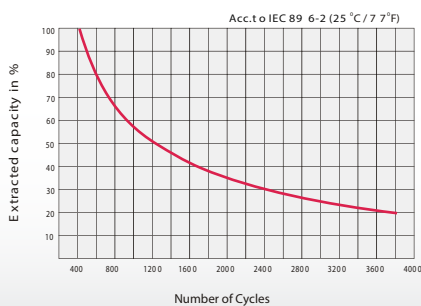
Temperature Effects in Relation to Battery Capacity



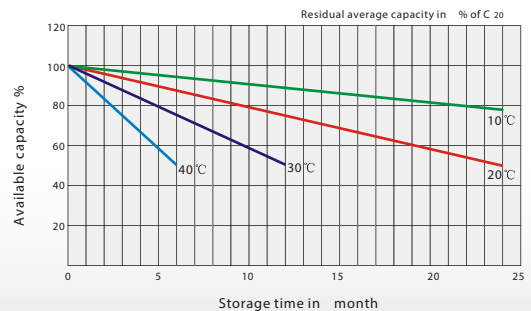
Effect of Temperature on Long Term Float Life



Cycle Life in Relation to Depth of Discharge



General Relation of Capacity VS. Storage Time



SHS™

PARA SISTEMAS HOGAREÑOS DE ENERGÍA SOLAR DE HASTA 170 VATIOS

La reconocida alta calidad y confiabilidad de los equipos Morningstar ahora están disponibles en un controlador solar de bajo costo. **El Controlador SHS** es ideal para sistemas de electrificación rural con uno a tres paneles solares. Este controlador cumple con las especificaciones del Banco Mundial y proporciona muchas prestaciones y beneficios.



Beneficios de un Controlador Solar

Es importante incluir un controlador en un sistema de energía solar.

■ Reduce el costo de reemplazo de baterías

La desconexión por bajo voltaje prolongará la vida útil de la batería. Las cargas son desconectadas automáticamente cuando la batería está baja y son reconectadas después de recargada la batería. La carga completa incrementará la vida útil de la batería y la capacidad de almacenamiento. El controlador maximizará la cantidad de energía solar hacia la batería y evitará que la misma se seque.

■ Proporciona información de utilidad

Los LED muestran en pantalla información sobre el estado y el nivel de la batería, lo cual ayuda al usuario a operar mejor el sistema de energía solar.

Ventajas del controlador SHS

El controlador SHS de Morningstar tiene múltiples ventajas en comparación con otros controladores:

■ Bajo Costo

El SHS fue específicamente diseñado para satisfacer las necesidades del mercado de electrificación rural. El bajo costo es resultado del uso de la última tecnología y de un alto volumen de fabricación.

■ Alta confiabilidad

Morningstar es un líder mundial en la provisión de controladores de carga solar. Todos nuestros controladores son diseñados para una alta calidad y una alta confiabilidad. El controlador SHS tiene un bajo régimen de fallas y prestará servicio por mucho tiempo.

■ Protecciones electrónicas

El SHS tiene fusibles electrónicos incluidos que no necesitan reemplazo. Ninguna conexión errónea durante la instalación dañará el controlador.

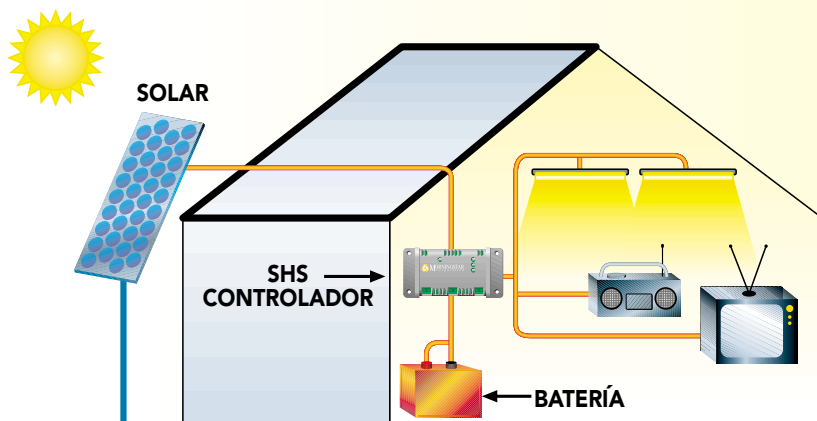
■ Tropicalización

La electrónica del SHS está protegida con una cubierta a prueba de humedad que minimiza el daño que podrían causar la humedad y los insectos que eventualmente pudieran anidar en el sistema.

■ Facilidad de uso

El controlador SHS es completamente automático y no necesita ajustes ni selecciones por parte del usuario.

SHS™ CONTROLADOR SOLAR



INFORMACIÓN TÉCNICA

CAPACIDADES NOMINALES: (TODOS A 12 VOLTIOS)

SHS-6	100 W ó 6 A PARA EL SISTEMA DE CARGA SOLAR Y LA CARGA
SHS-10	170 W ó 10 A PARA EL SISTEMA DE CARGA SOLAR Y LA CARGA

• Punto de regulación	14.3 V	• Indicaciones de los LED	Verde: en carga Niveles de batería: verde, amarillo y rojo Rojo: advertencia de bajo voltaje y desconexión Los 3 LED destellando — indicación de errores
• Desconexión por bajo voltaje	11.5 V	• Terminales	Para tamaños de cable de hasta 4 mm ²
• Reconexión por bajo voltaje	12.6 V	• Dimensiones	15.1 x 6.6 x 3.6 cm
• Tipo de carga	PWM Serie (modulación de ancho de pulso) 4 etapas: En bruto, PWM, por incremento o "Boost" y flotante Carga compensada en temperatura	• Peso	113 g
• Protecciones electrónicas	Cortocircuito y exceso de corriente — sistema de carga solar y carga Polaridad inversa — en sistema de carga solar, en la carga y en la batería Corriente inversa por la noche Alto voltaje — en la carga Rayos — en sistema solar, en la carga y en la batería	• Consumo propio	8 mA máximo
• Tropicalización	Placa de circuito — recubrimiento según norma Terminales — protegidos contra corrosión	• Temperatura	-25°C a +50°C
		• Humedad	100% sin condensación
		• Encapsulado	IP 22
		• Cumple con normas de	CE, Banco Mundial

GARANTÍA : Período de dos años de garantía. Póngase en contacto con Morningstar o su distribuidor autorizado para conocer los términos completos.

DISTRIBUIDOR MORNINGSTAR AUTORIZADO:

MORNINGSTAR
corporation

1098 Washington Crossing Road
Washington Crossing, PA 18977 EUA
Tel: +1 215-321-4457 Fax: +1 215-321-4458
E-mail: info@morningstarcorp.com
Website: www.morningstarcorp.com





Ficha Comercial PERFILSA

DESCRIPCIÓN DEL
PRODUCTO

PERFIL INDURAMA PROPARTES

PRESENTACIÓN Y MEDIDAS

CODIGO	MODELO	PRESENTACION
PEPRBL	PROPARTES	Bobina 100m

ESPECIFICACIONES

Peso
Perfil Propartes: 110±8g/m

Color:: Blanco



EMBALAJE

Las bobinas van embaladas con plástico transparente.

UTILIZACIÓN DEL PRODUCTO

Fabricación de empaques para refrigeración.



La información de este documento está sujeta a variación.



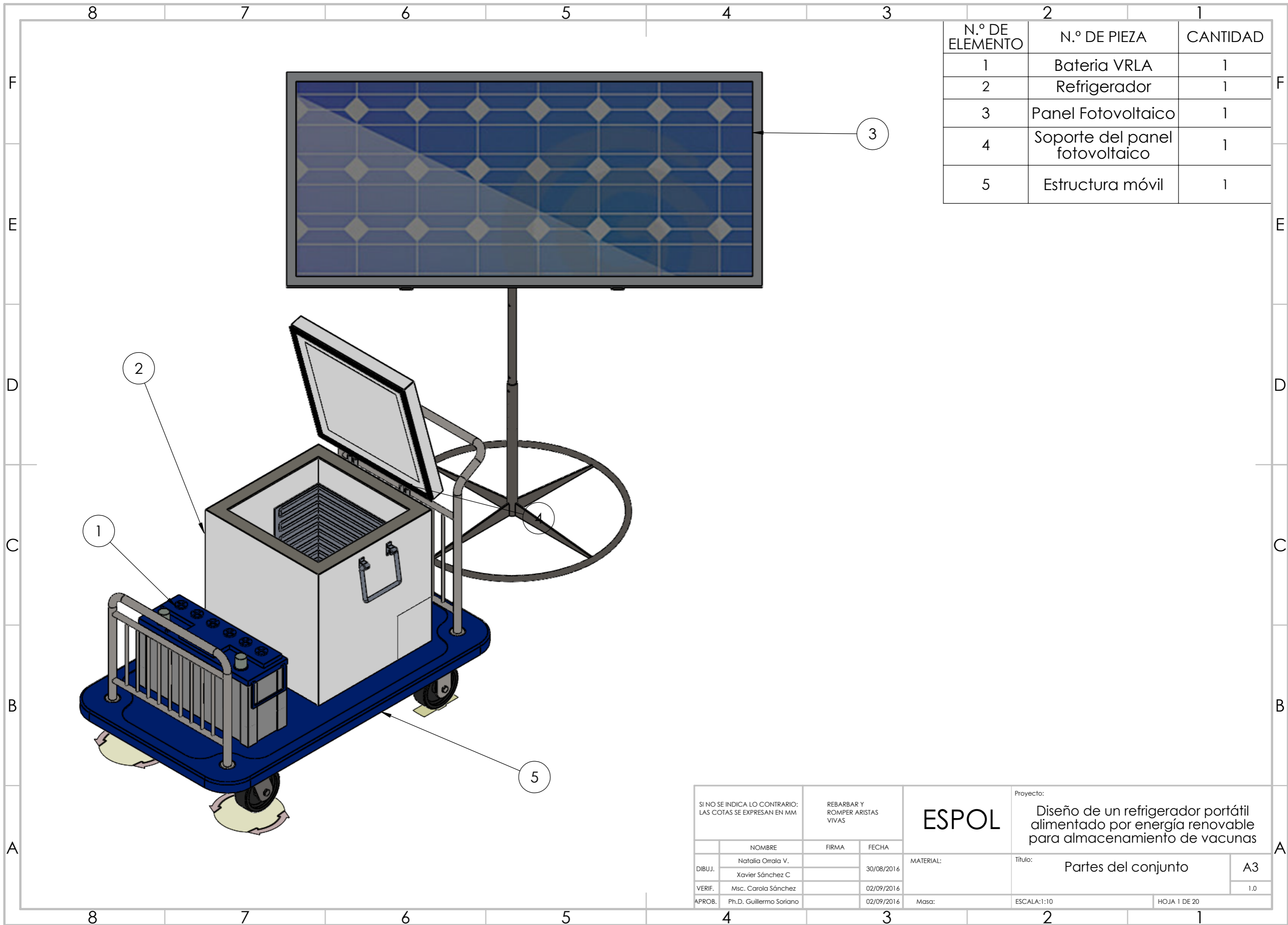
Dirección: Km. 9.5 vía Daule (atrás del
Colegio Leonidas García)
Pbx: 593 4 2113850
Cel.: 593 99 942 4888
Casilla: 09 01 10830
Mail: servicioalcliente@poligrup.ec
Guayaquil - Ecuador

Fecha de elaboración

Junio / 2011

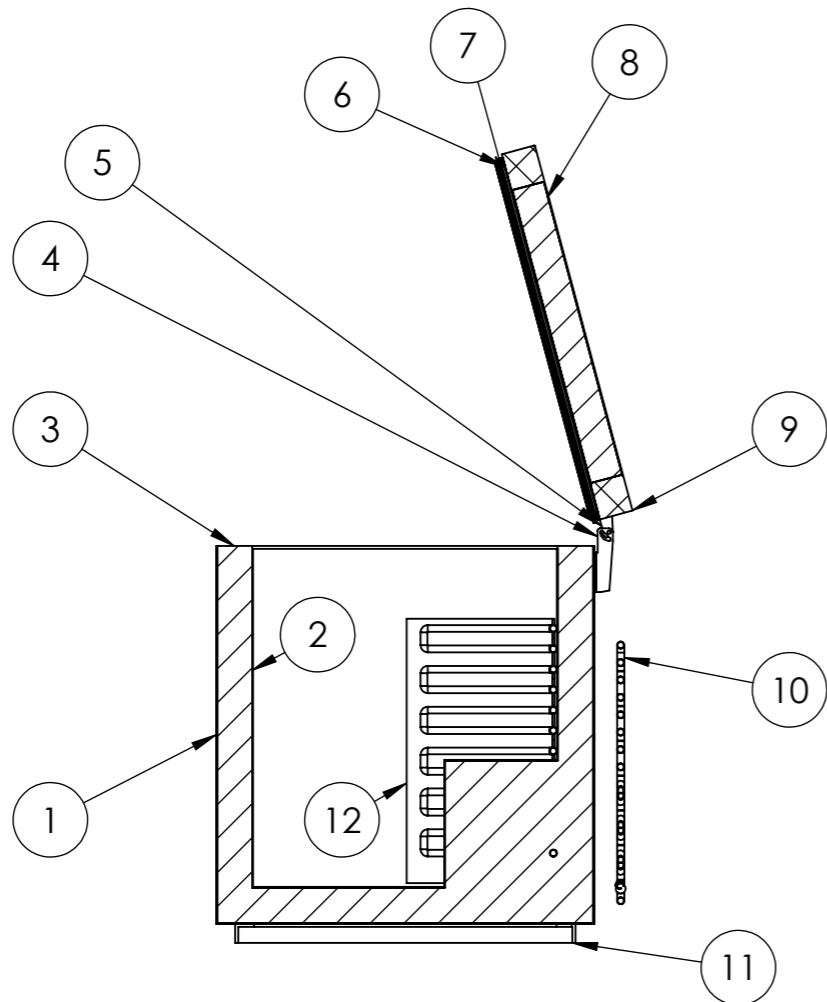
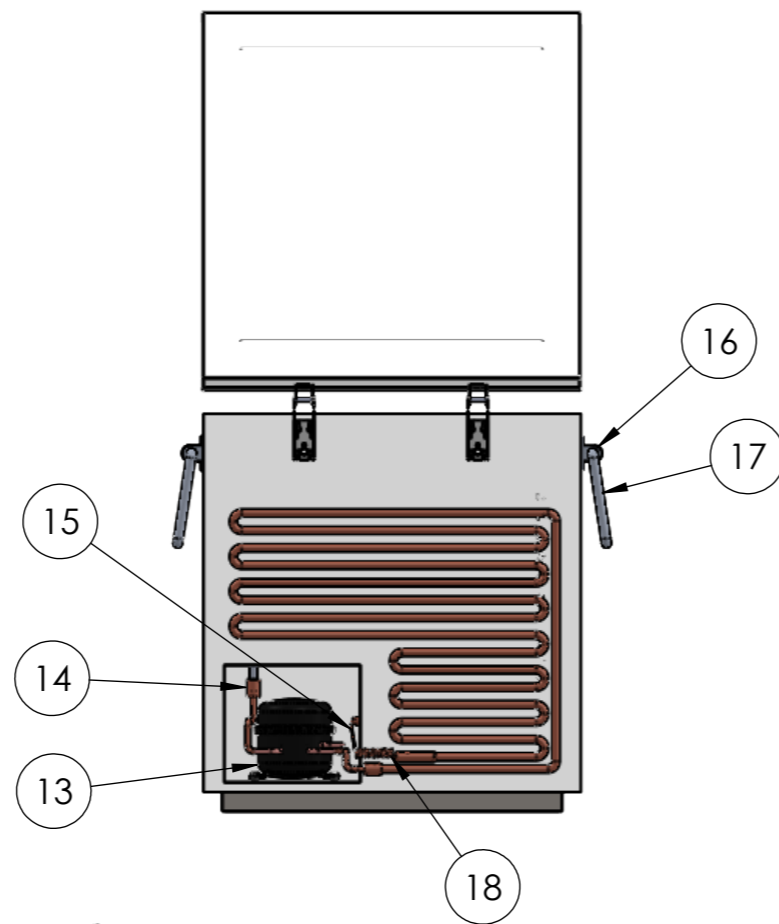
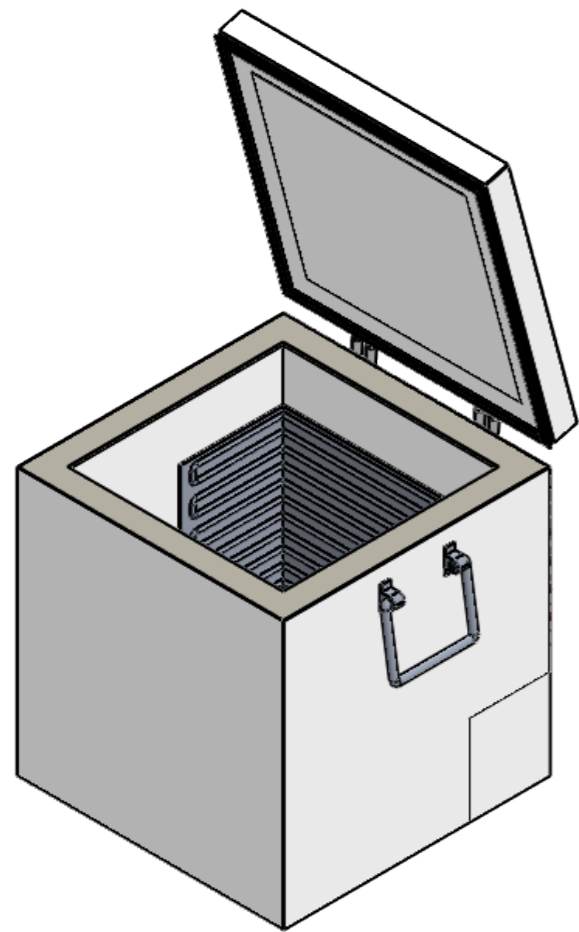
WWW.POLIGRUP.EC

APÉNDICE C. PLANOS



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Bateria VRLA	1
2	Refrigerador	1
3	Panel Fotovoltaico	1
4	Soporte del panel fotovoltaico	1
5	Estructura móvil	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	Proyecto: Diseño de un refrigerador portátil alimentado por energía renovable para almacenamiento de vacunas	
NOMBRE		FIRMA	FECHA	MATERIAL:		Título: Partes del conjunto	
DIBUJ.	Natalia Orrala V. Xavier Sánchez C.		30/08/2016				1.0
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016				
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016	Masa:	ESCALA:1:10	HOJA 1 DE 20	



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Recubrimiento externo del refrigerador	ABS	1
2	Recubrimiento interno del refrigerador	ABS	1
3	Aislamiento refrigerador	Poliuretano rígido	1
4	Cuerpo bisagra		2
5	Articulación bisagra		2
6	Recubrimiento interno puerta	ABS	1
7	Unión hermética	Poliuretano	4
8	Aislamiento puerta	Poliuretano rígido	1
9	Recubrimiento externo puerta	ABS	1
10	Condensador	Cobre	1
11	Base Refrigerador	Acero galvanizado	1
12	Evaporador	Aluminio	1
13	Compresor	-	1
14	Conexión compresor-evaporador	Cobre	1
15	Conexión condensador-evaporador	Cobre	1
16	Agarradera del refrigerador	Acero galvanizado	4
17	Soporte de agarradera de refrigerador	Acero galvanizado	2
18	Tubo Capilar	Cobre	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	Proyecto: Diseño de un refrigerador portátil alimentado por energía renovable para almacenamiento de vacunas	
DIBUJ.	NOMBRE Natalia Orrala V. Xavier Sánchez C.	FIRMA	FECHA 30/08/2016		MATERIAL:	Título: Partes de refrigerador portátil
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016			1.1
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016	Masa: 28000g	ESCALA:1:10	HOJA 2 DE 20

4 3 2 1

F

F

E

E

D

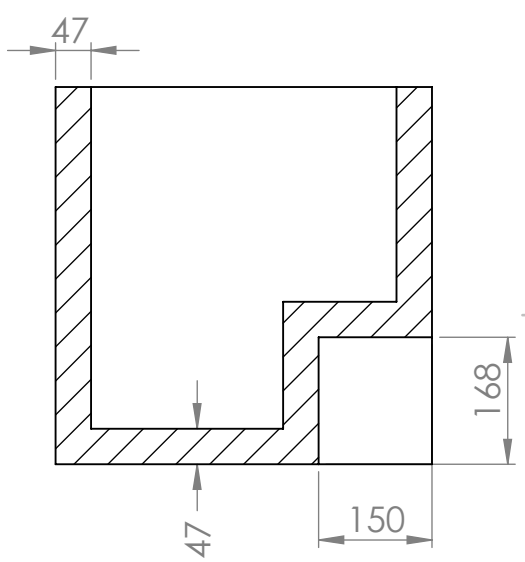
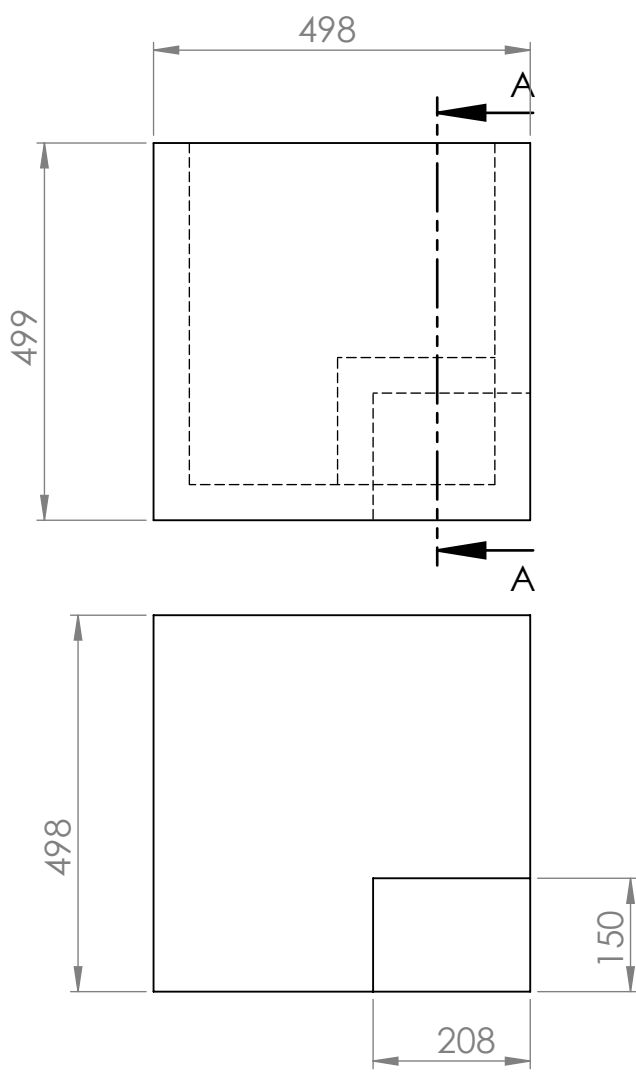
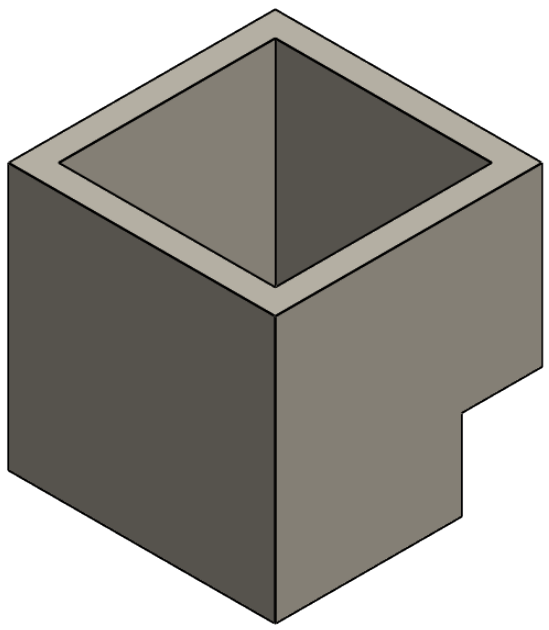
D

C

C

B

B



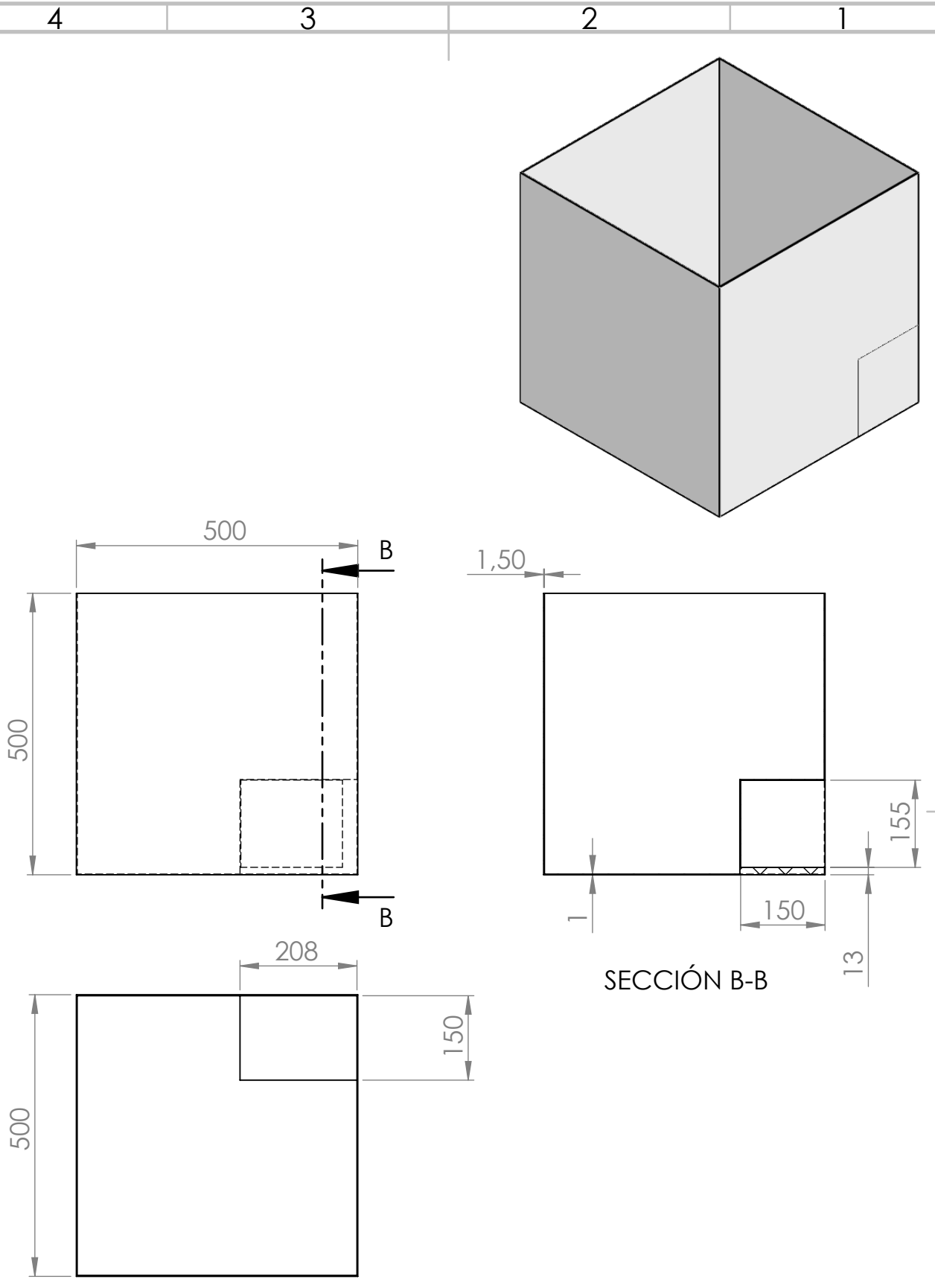
SECCIÓN A-A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>	Proyecto: Diseño de un refrigerador portátil alimentado por energía renovable para almacenamiento de vacunas	
NOMBRE		FIRMA			Título:	
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016	MATERIAL: Poliuretano rígido	Aislamiento del refrigerador	
	Xavier Sánchez C					
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016	Masa: 8000g	ESCALA: 1:10	A4
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016			1.2
				HOJA 3 DE 20		

4 3 2 1

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

Proyecto:

Diseño de un refrigerador portátil
alimentado por energía renovable
para almacenamiento de vacunas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016
	Xavier Sánchez C		
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016

MATERIAL:
Acrilonitrilo butadieno
estireno (ABS)

Título:

Capa externa del refrigerador

A4

1.3

Masa: 2843g

ESCALA:1:10

HOJA 4 DE 20

4 3 2 1

F

F

E

E

D

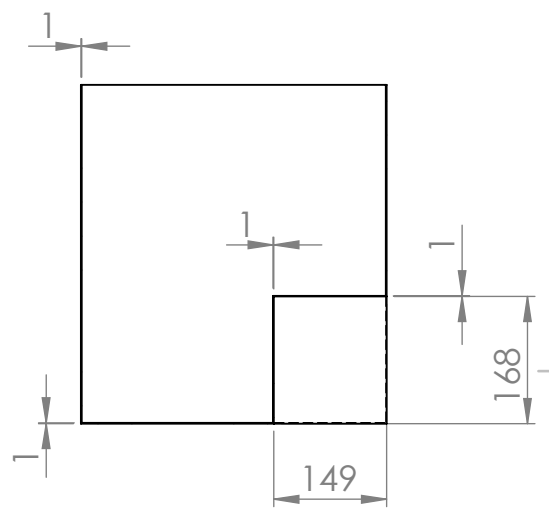
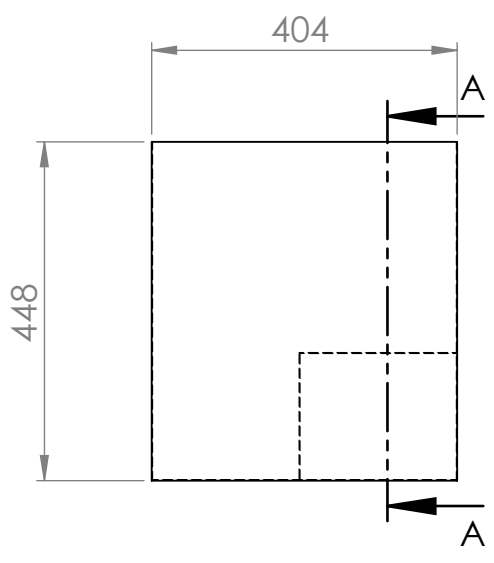
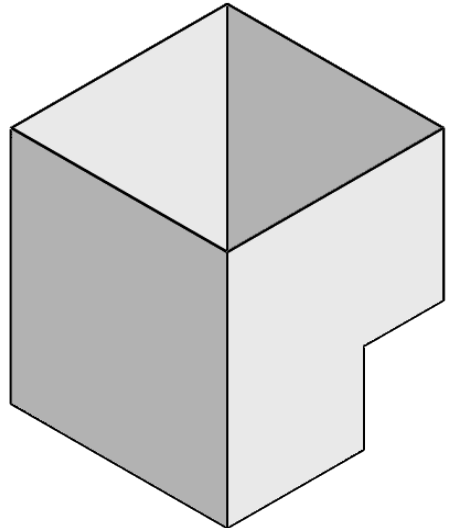
D

C

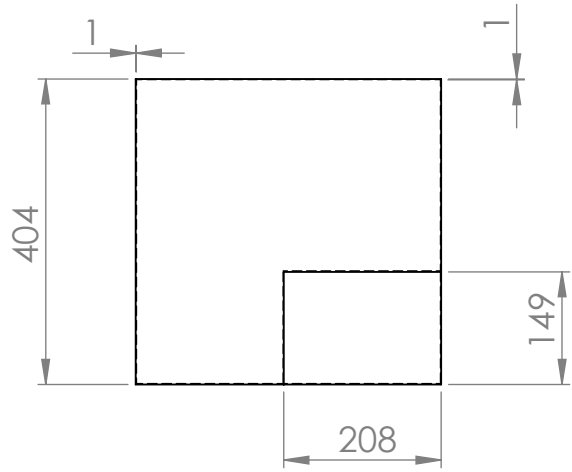
C

B

B



SECCIÓN A-A



A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

Proyecto:

Diseño de un refrigerador portátil
alimentado por energía renovable
para almacenamiento de vacunas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016
	Xavier Sánchez C		
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016

MATERIAL:
**Poliestireno de
alto impacto**

Título:
Capa interna del refrigerador

A4

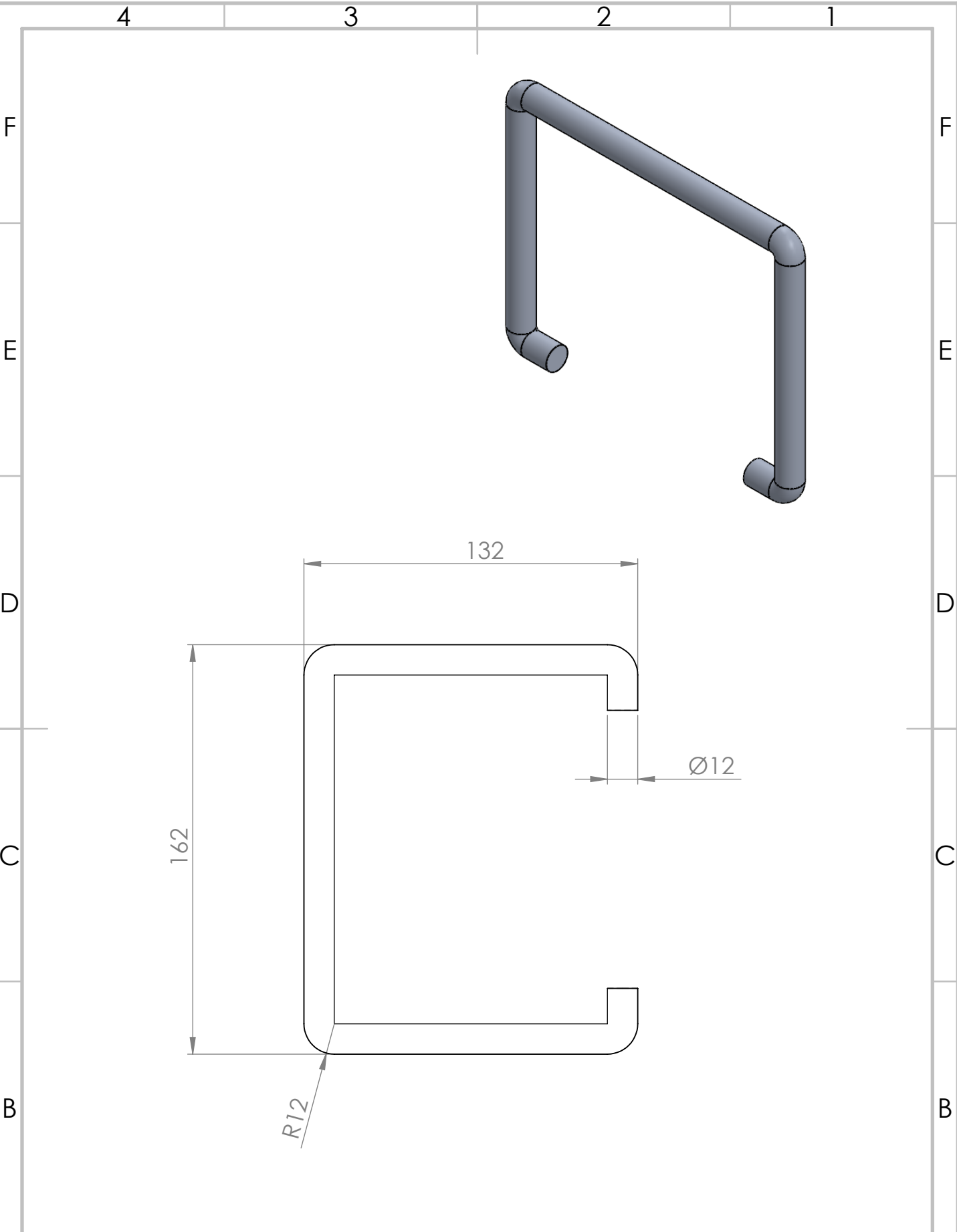
1.4

Masa: 955g

ESCALA:1:10

HOJA 5 DE 20

4 3 2 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>	Proyecto: Diseño de un refrigerador portátil alimentado por energía renovable para almacenamiento de vacunas	
NOMBRE		FIRMA	FECHA		Título:	
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016	MATERIAL: Aluminio 6061	Manija refrigeradora	A4
	Xavier Sánchez C					1.5
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016			
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016	Masa: 128g	ESCALA:1:2	HOJA 6 DE 20

4 3 2 1

F

F

E

E

D

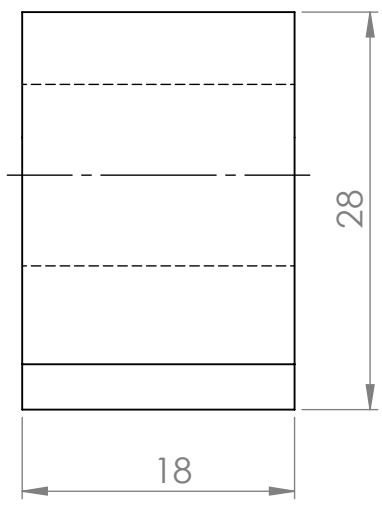
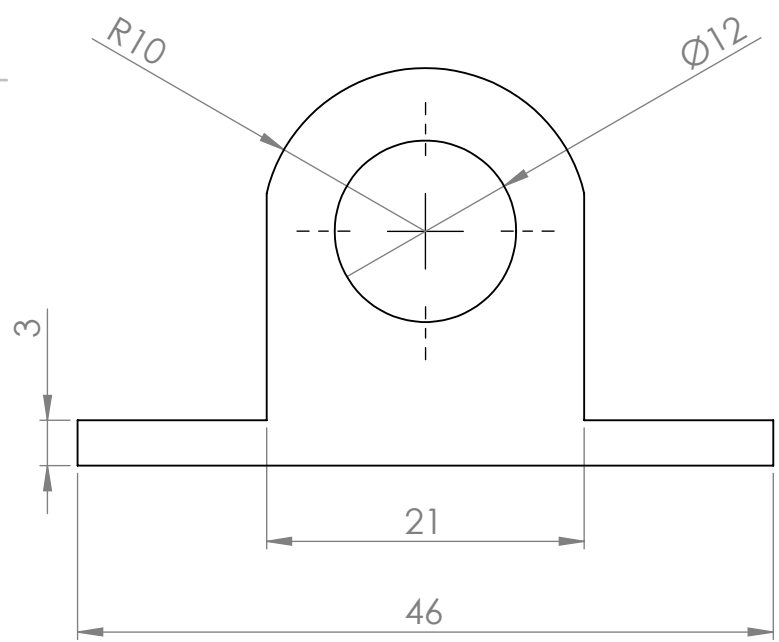
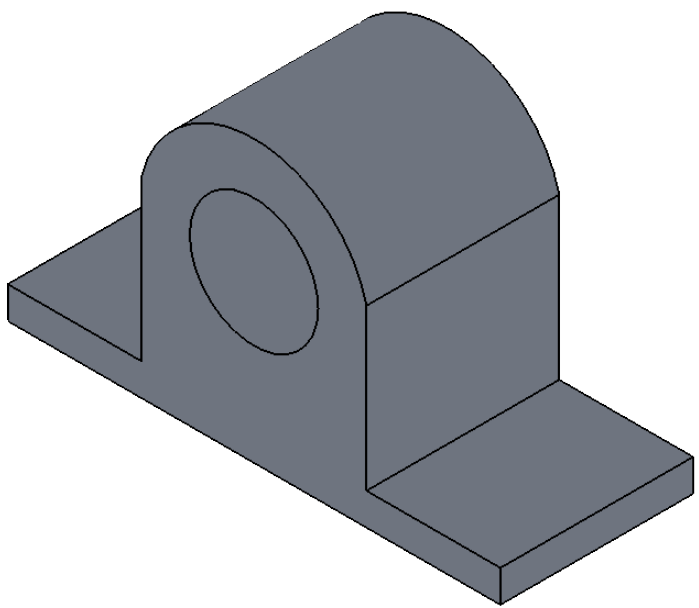
D

C

C

B

B



A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

Proyecto:
Diseño de un refrigerador portátil
alimentado por energía renovable
para almacenamiento de vacunas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016
	Xavier Sánchez C		
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016

MATERIAL:
Aluminio 6061

Título:
Soporte manija

A4
1.6

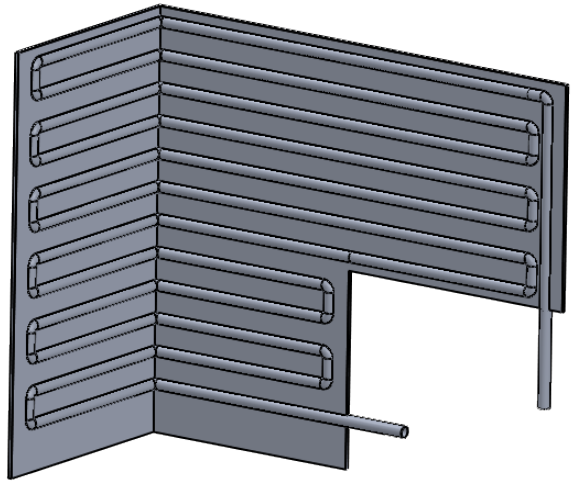
Masa: 24,5g ESCALA: 2:1 HOJA 7 DE 20

4 3 2 1

4 3 2 1

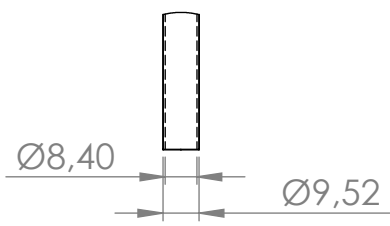
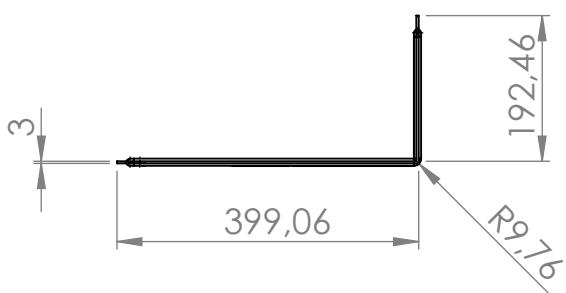
F

F



E

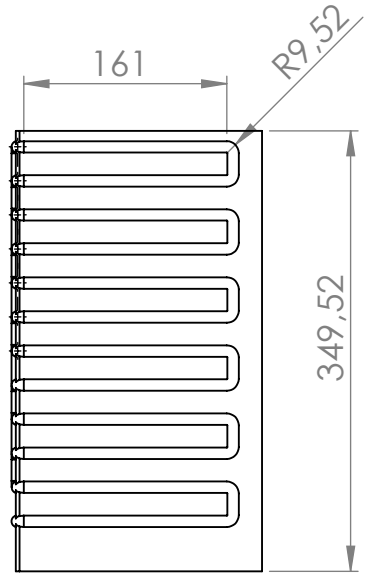
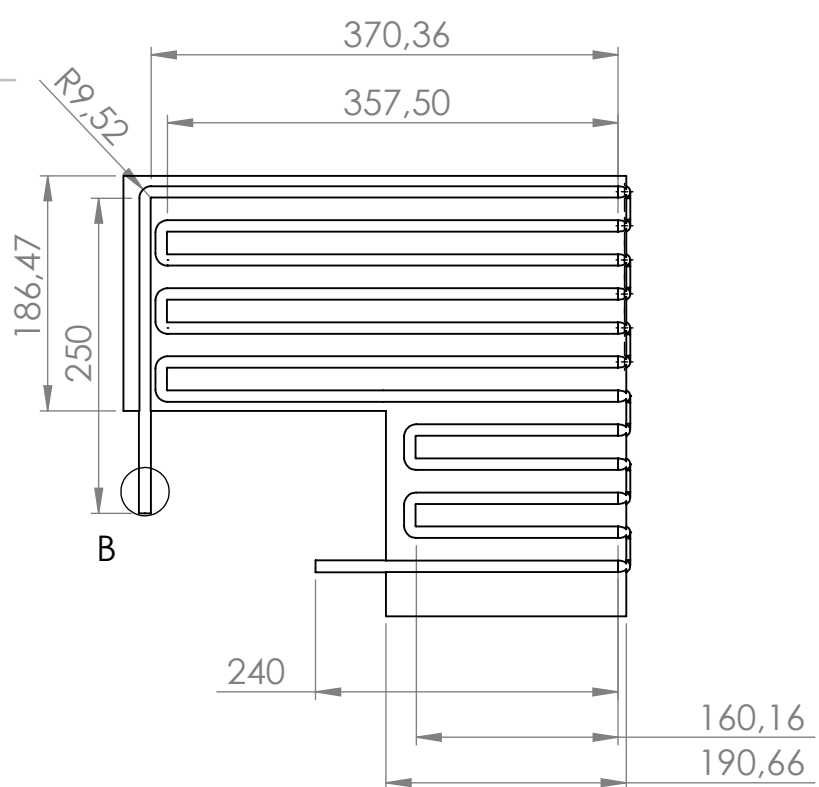
E



DETALLE B
ESCALA 1 : 2

D

D



C

C

B

B

A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

Proyecto:

Diseño de un refrigerador portátil
alimentado por energía renovable
para almacenamiento de vacunas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016
	Xavier Sánchez C		
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016

MATERIAL:
Aluminio

Título:
Evaporador

A4

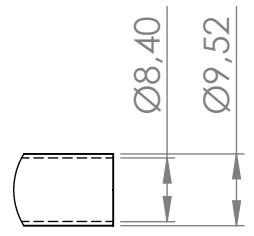
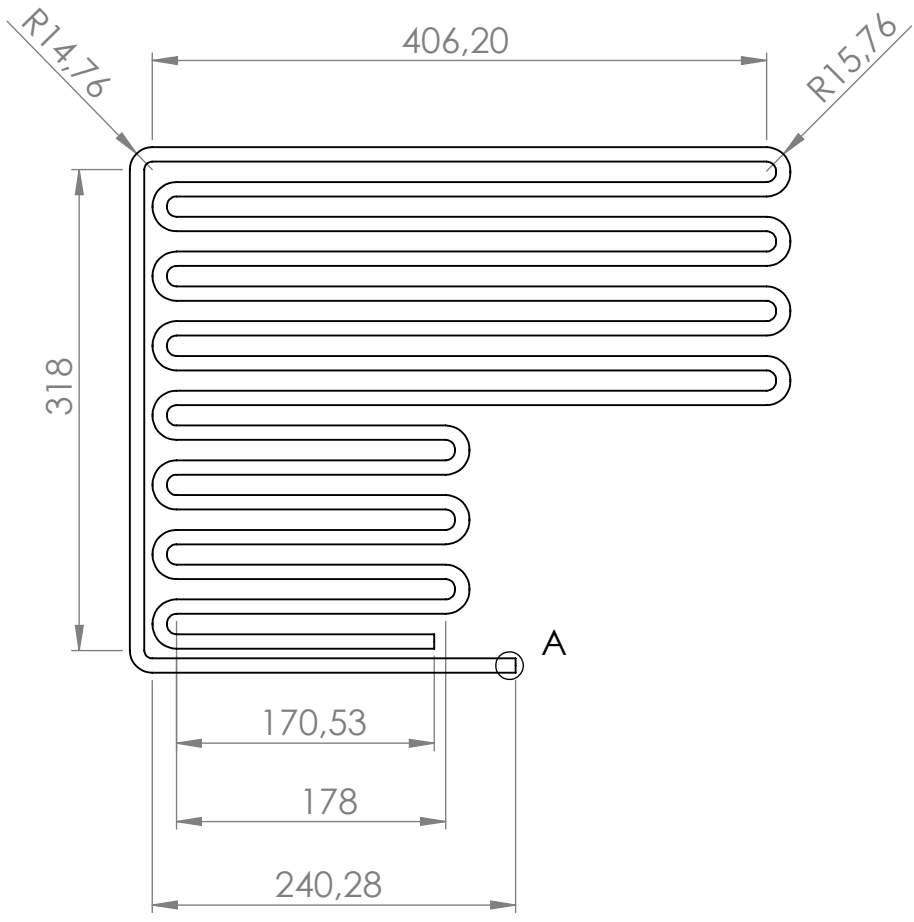
1.7

Masa: 1235 g

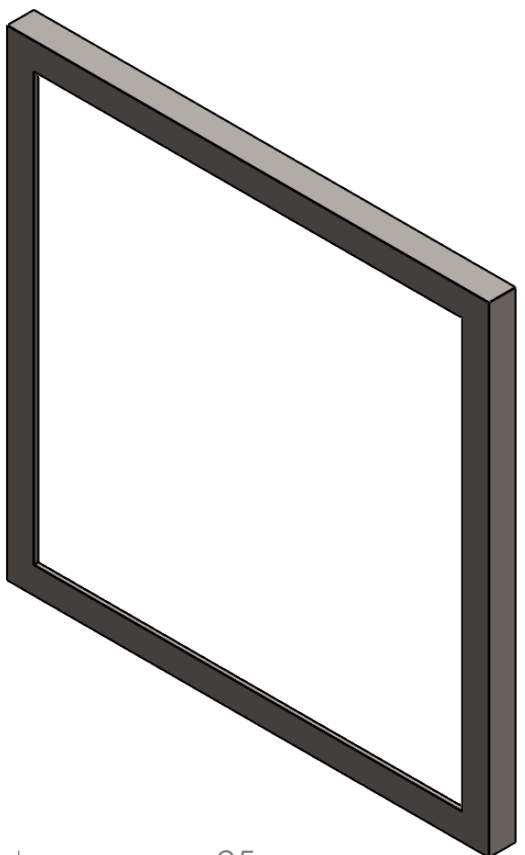
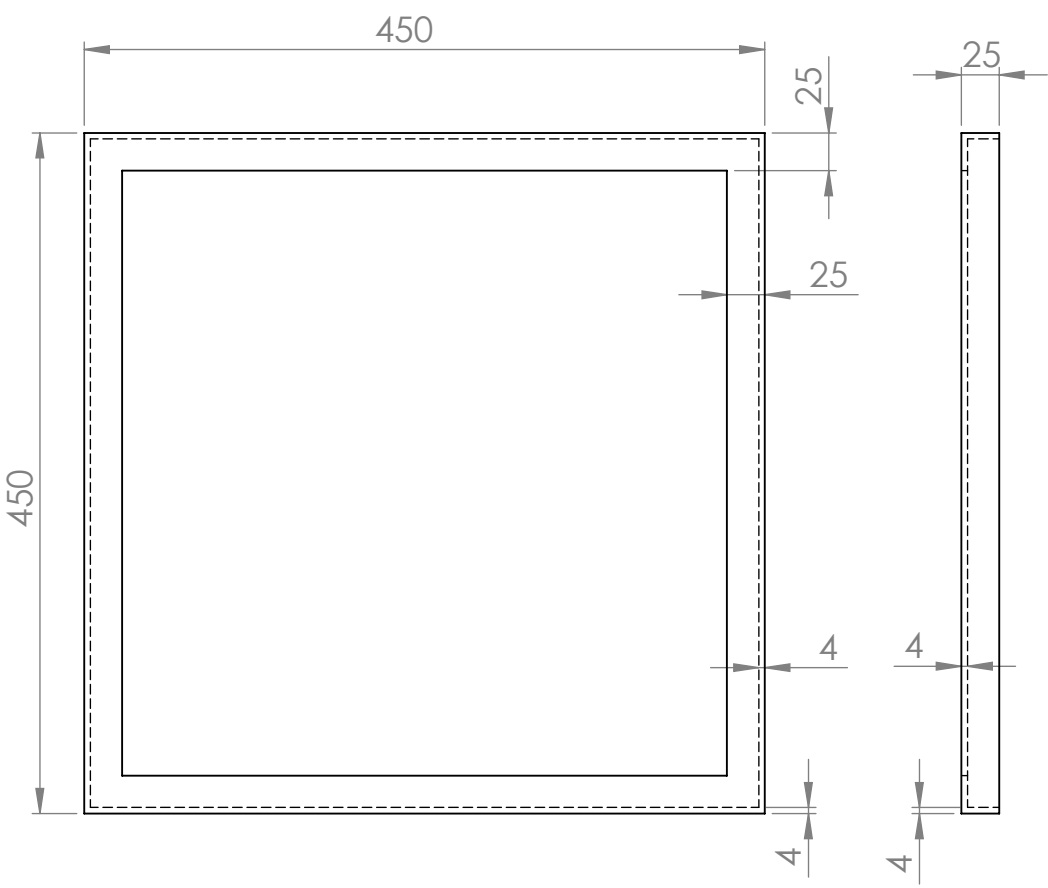
ESCALA 1:6

HOJA 8 DE 20

4 3 2 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	Proyecto: Diseño de un refrigerador portátil alimentado por energía renovable para almacenamiento de vacunas Cobre	
NOMBRE		FIRMA	FECHA		MATERIAL:	Título:
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016	Acero A36	Condensador	1.8
	Xavier Sánchez C					
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016			
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016	Masa: 676.08 g	ESCALA:1:5	HOJA 9 DE 20



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	Proyecto: Diseño de un refrigerador portátil alimentado por energía renovable para almacenamiento de vacunas	
NOMBRE		FIRMA	FECHA		MATERIAL:	Título:
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016	Acero A36	Base Refrigerador	1.9
	Xavier Sánchez C					
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016			
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016	Masa: 2500g	ESCALA:1:5	HOJA 10 DE 20

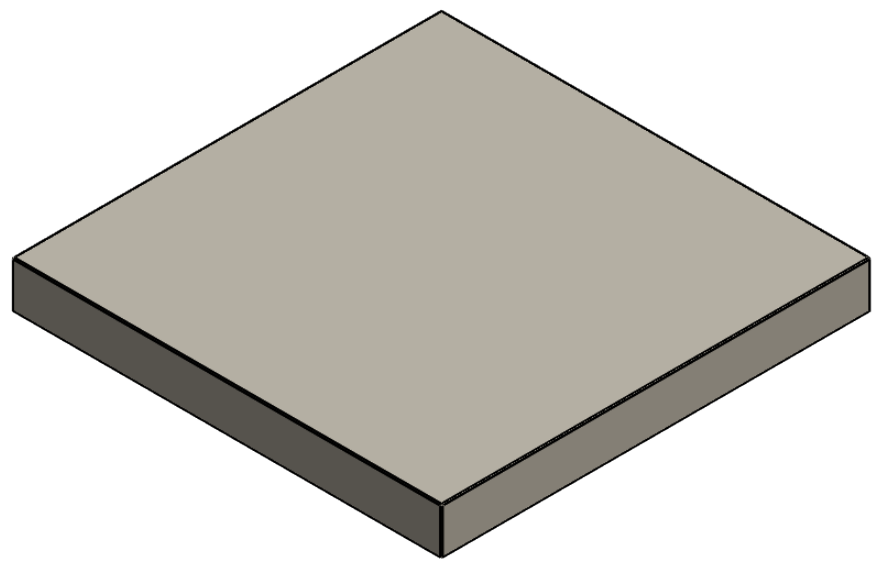
4 3 2 1

F

F

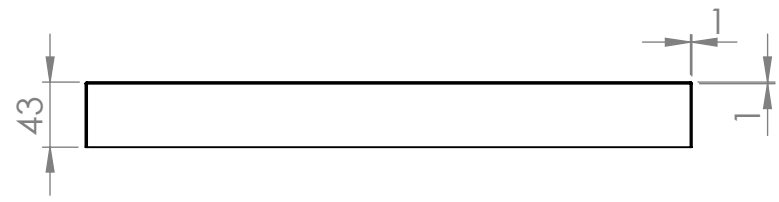
E

E



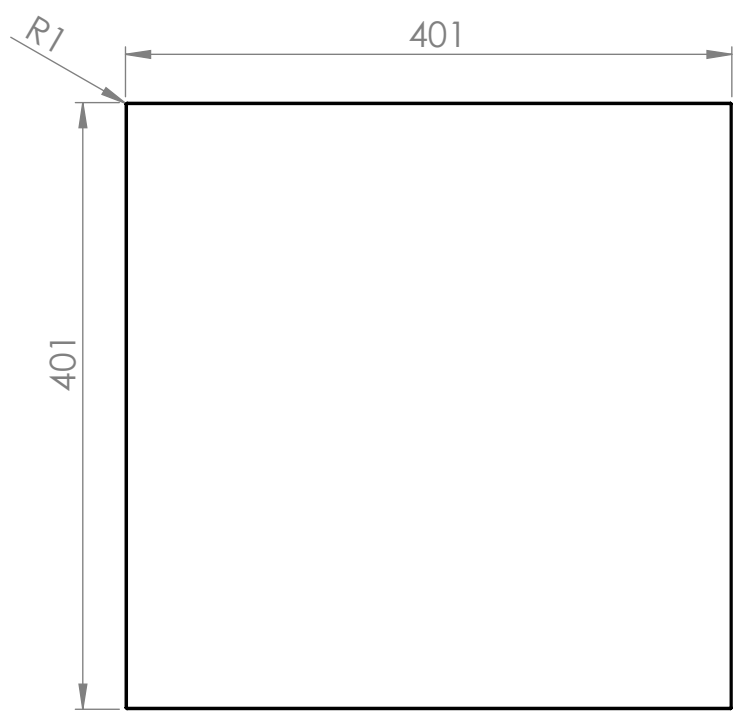
D

D



C

C



B

B

A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

Proyecto:
Diseño de un refrigerador portátil
alimentado por energía renovable
para almacenamiento de vacunas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016
	Xavier Sánchez C		
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016

MATERIAL:
**Poliuretado
rígido**
Masa: 1107g

Título:
Aislamiento tapa
ESCALA: 1:5
HOJA 11 DE 20

A4
1.10

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

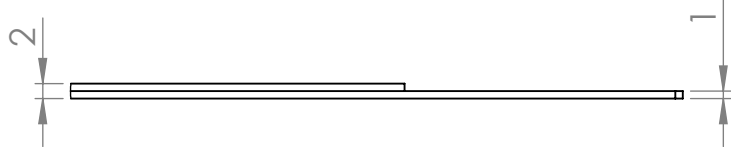
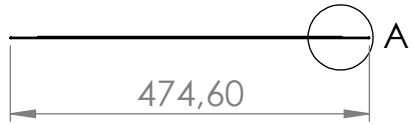
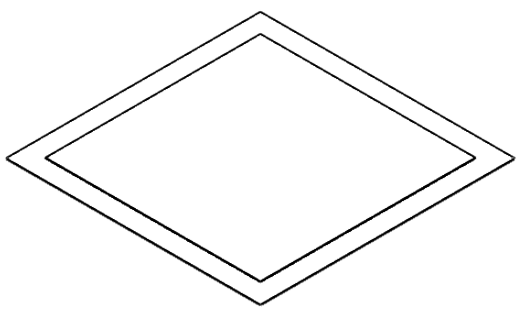
D

C

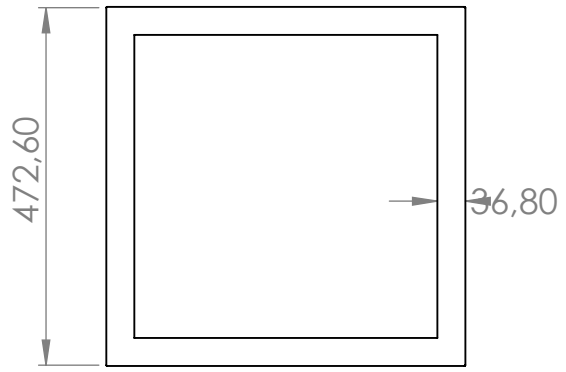
C

B

B



DETALLE A
ESCALA 1 : 1



A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

Proyecto:

Diseño de un refrigerador portátil
alimentado por energía renovable
para almacenamiento de vacunas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016
	Xavier Sánchez C		
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016

MATERIAL:
Poliestireno de alto
impacto

Título:

Capa interna tapa

A4

1.11

Masa: 367g

ESCALA: 1:10

HOJA 12 DE 20

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

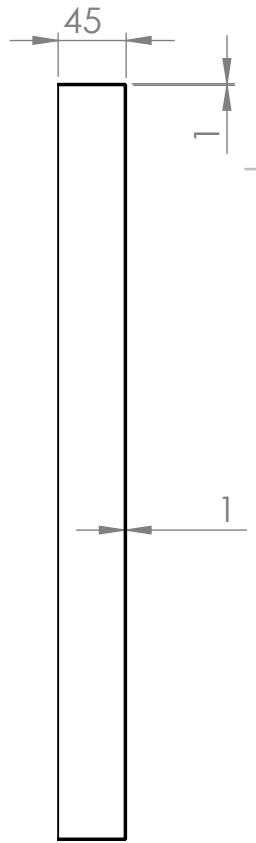
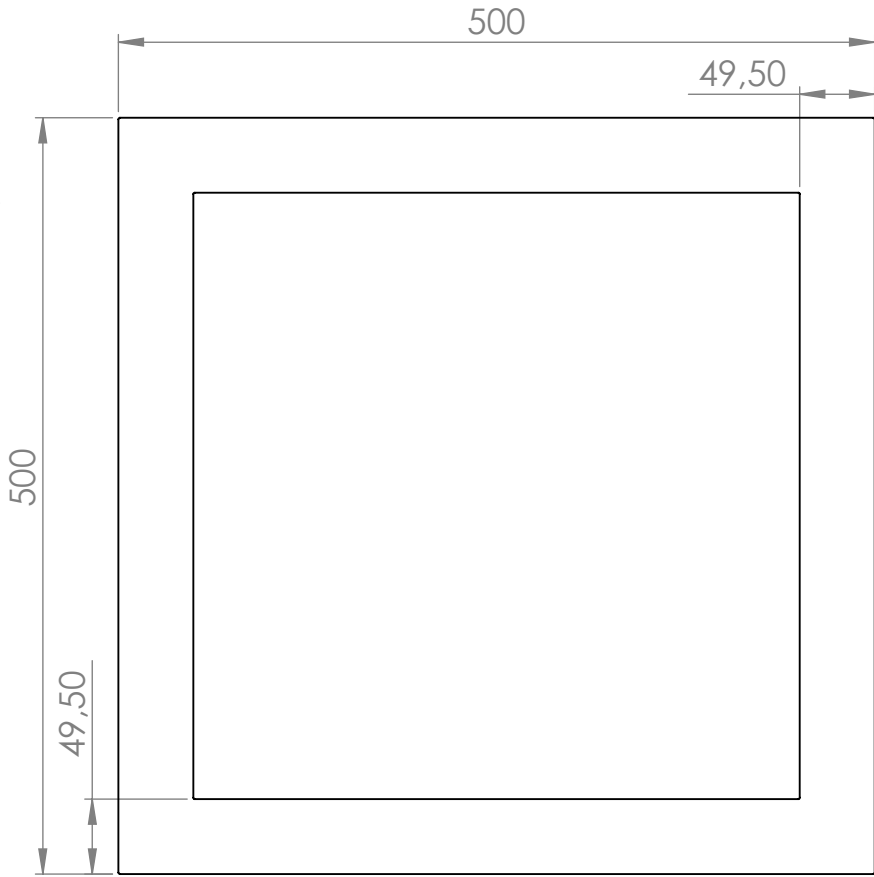
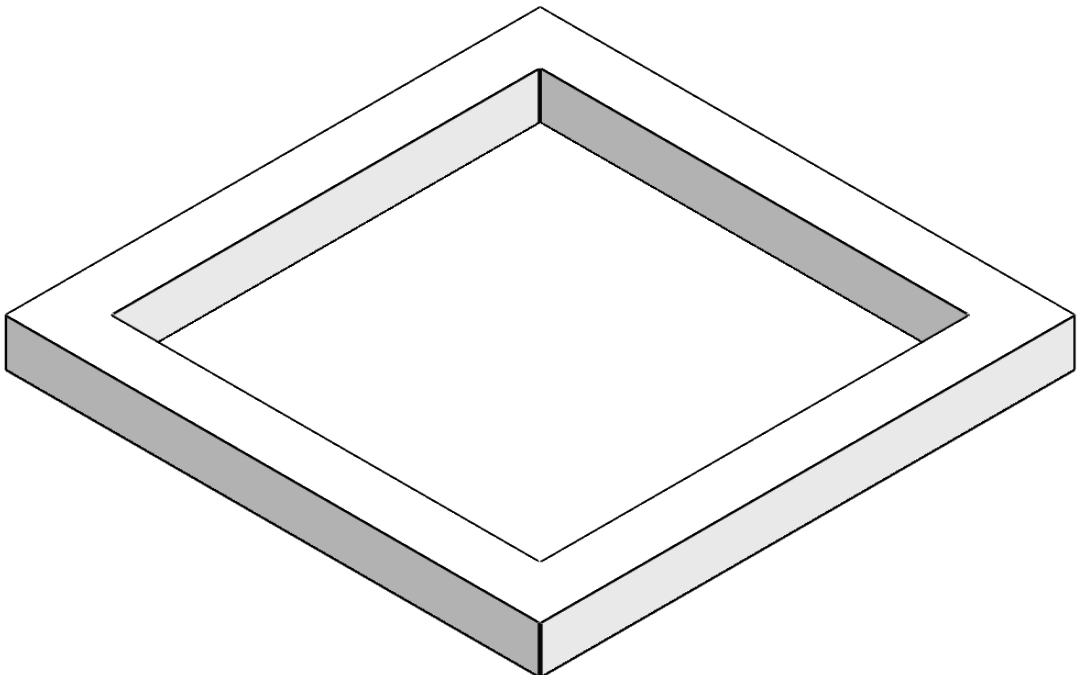
D

C

C

B

B



A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

Proyecto:

Diseño de un refrigerador portátil
alimentado por energía renovable
para almacenamiento de vacunas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016
	Xavier Sánchez C		
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016

MATERIAL:
Acrilonitrilo butadieno
estireno (ABS)

Título:

Capa externa tapa

A4

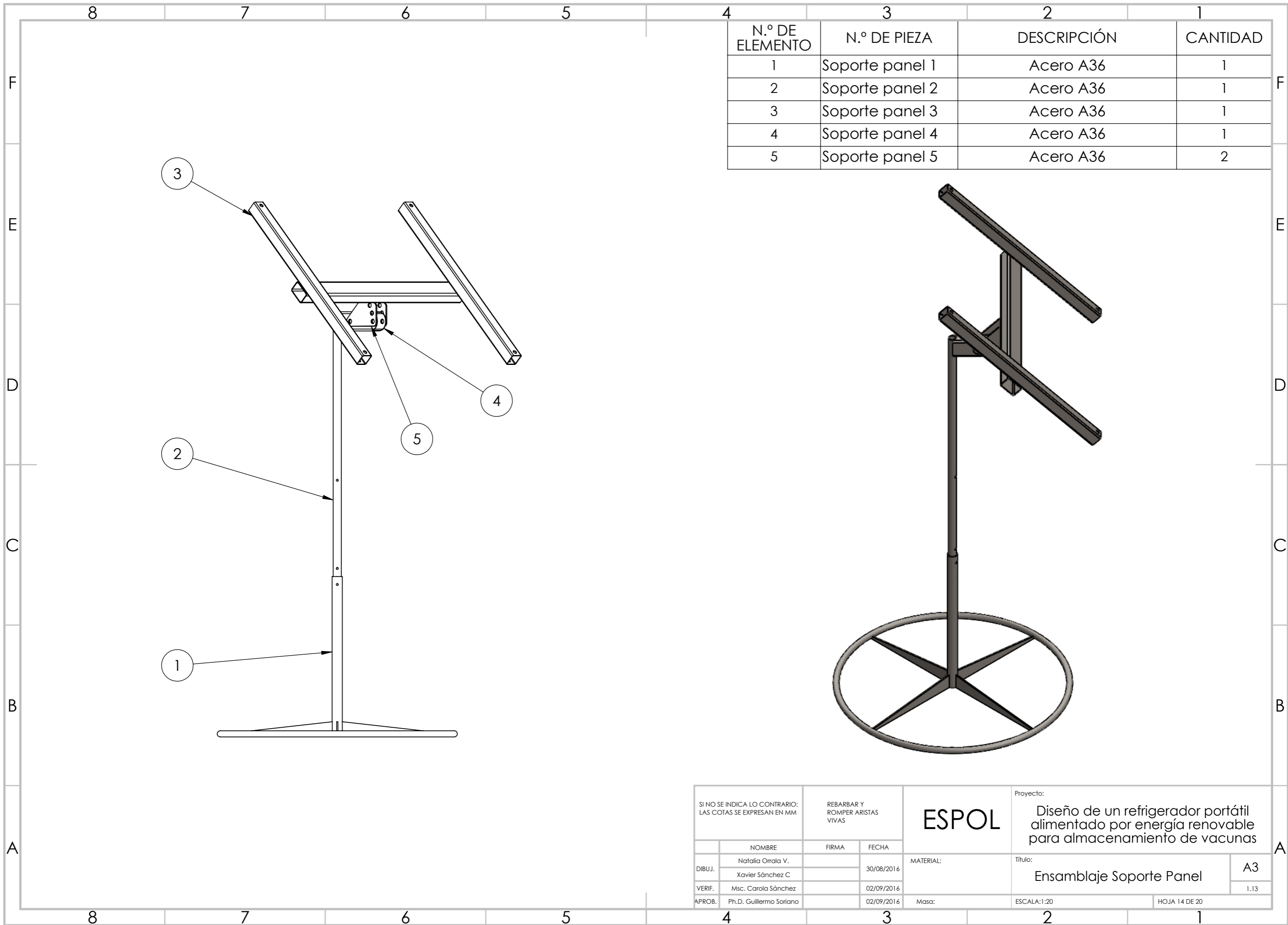
1.12

Masa: 4257g

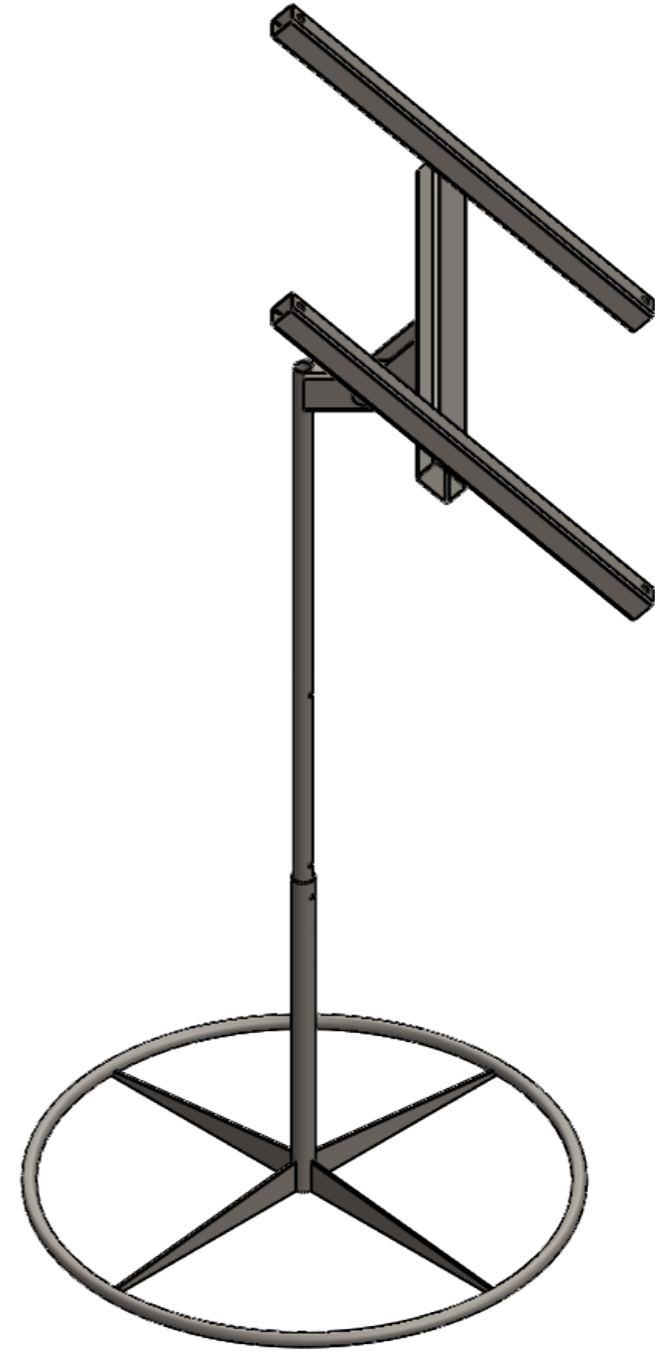
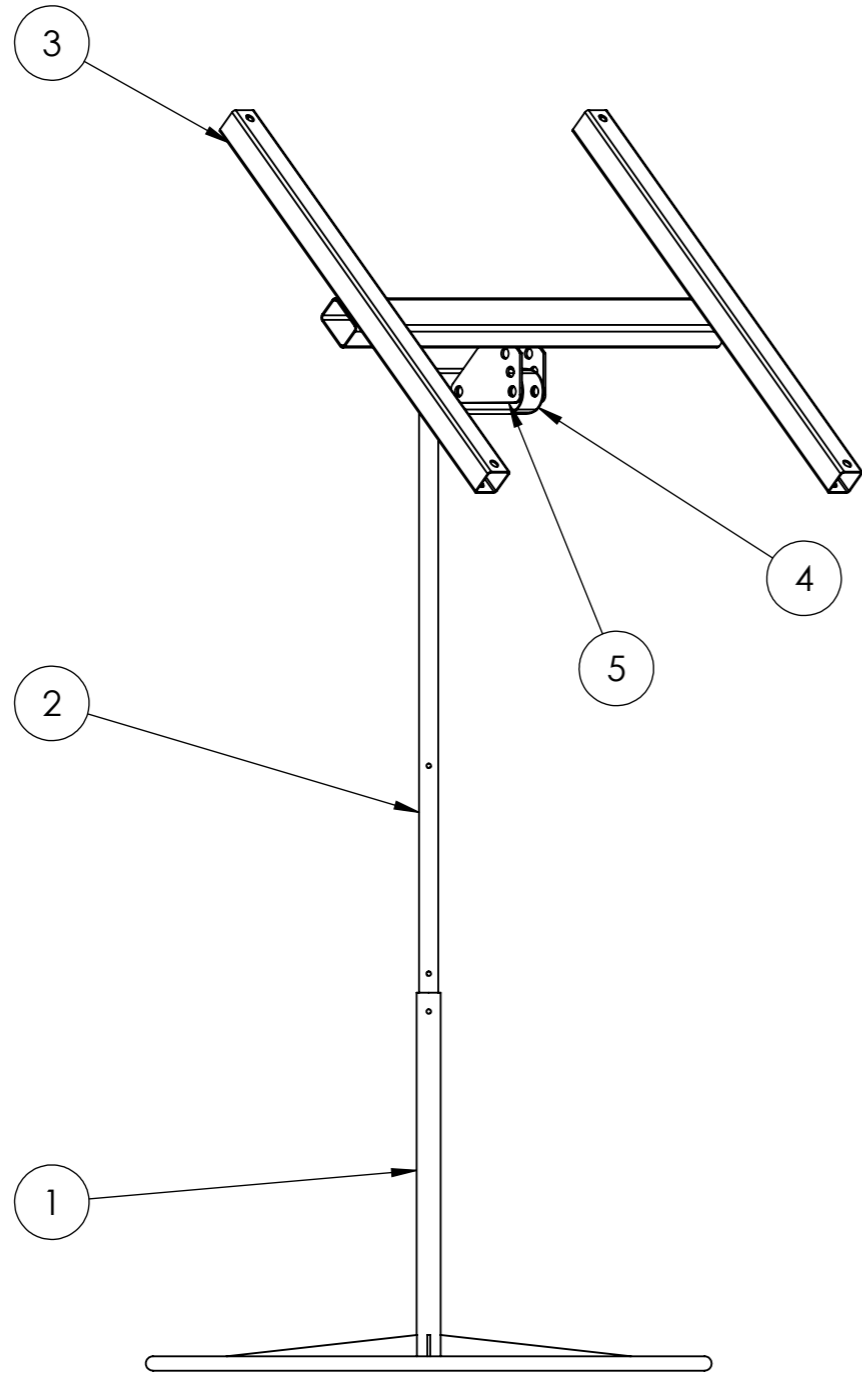
ESCALA: 1:5

HOJA 13 DE 20

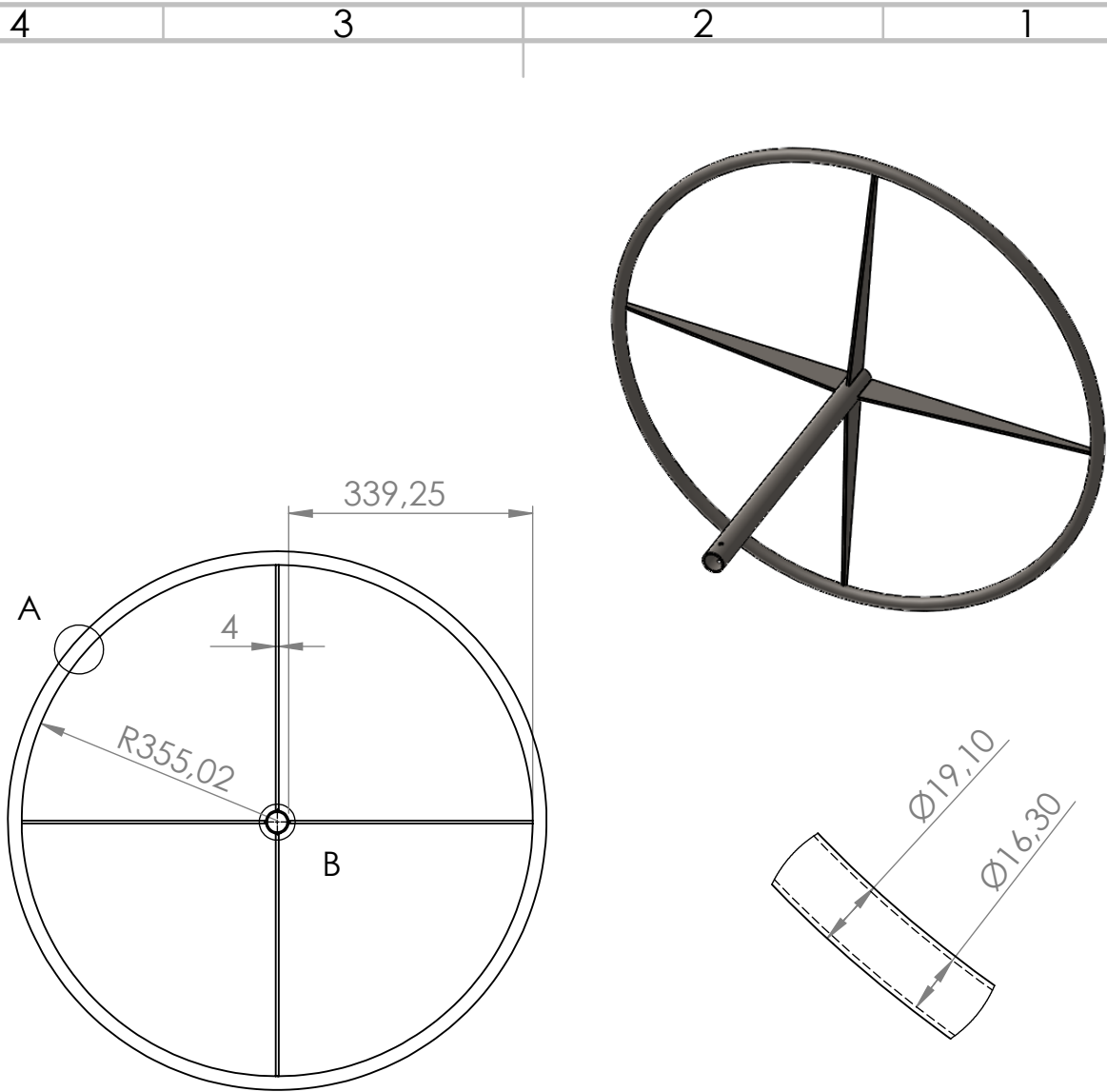
4 3 2 1



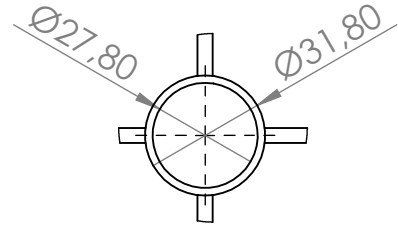
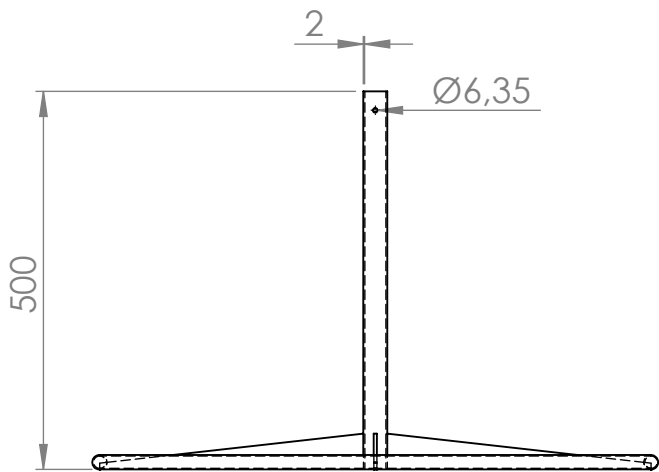
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Soporte panel 1	Acero A36	1
2	Soporte panel 2	Acero A36	1
3	Soporte panel 3	Acero A36	1
4	Soporte panel 4	Acero A36	1
5	Soporte panel 5	Acero A36	2



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	Proyecto: Diseño de un refrigerador portátil alimentado por energía renovable para almacenamiento de vacunas	
NOMBRE		FIRMA	FECHA		MATERIAL:	Título: Ensamblaje Soporte Panel
DIBUJ.	Natalia Orrala V. Xavier Sánchez C.		30/08/2016			1.13
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016			
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016	Masa:	ESCALA:1:20	HOJA 14 DE 20



DETALLE A
ESCALA 1 : 2



DETALLE B
ESCALA 1 : 2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

Proyecto:

Diseño de un refrigerador portátil
alimentado por energía renovable
para almacenamiento de vacunas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016
	Xavier Sánchez C		
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016

MATERIAL:
Acero A36

Título:

Soporte panel 1

A4

1.14

Masa: **3348g**

ESCALA:1:10

HOJA 15 DE 20

6

5

4

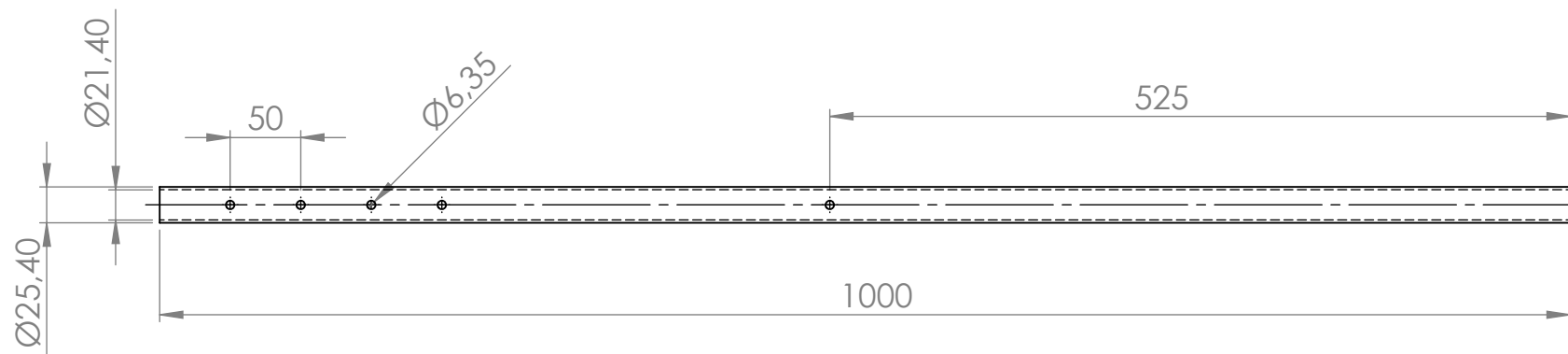
3

2

1

D

D



C

C

B

B

A

A

6

5

4

3

2

1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	Proyecto: Diseño de un refrigerador portátil alimentado por energía renovable para almacenamiento de vacunas	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	Título:
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016	Acero A36	Soporte panel 2	A4
	Xavier Sánchez C					1.15
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016			
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016	Masa:	ESCALA: 1:5	HOJA 16 DE 20

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

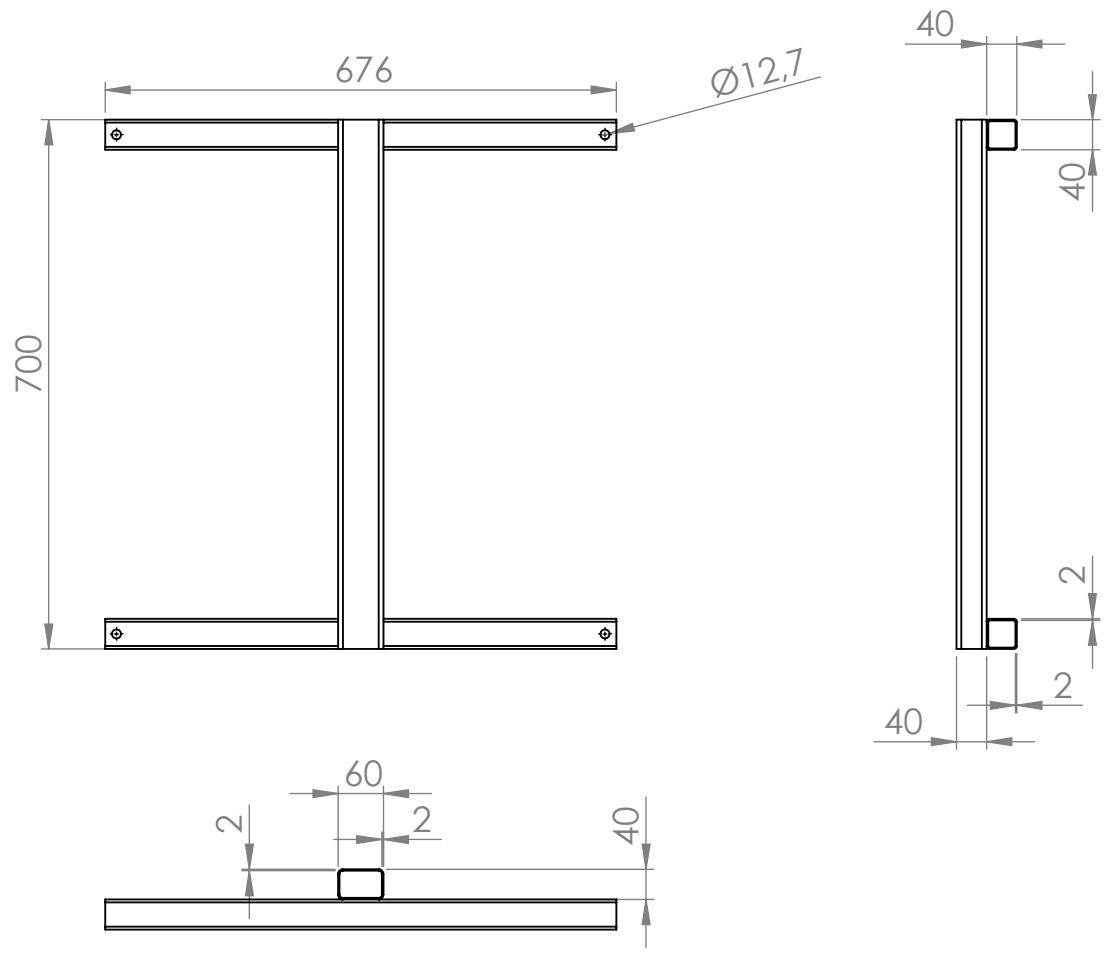
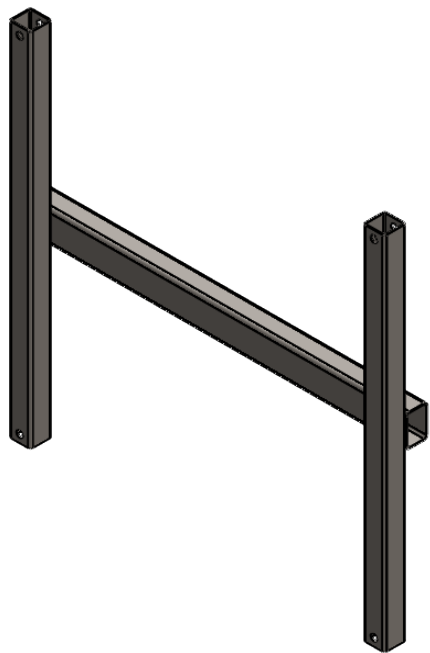
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

Proyecto:

Diseño de un refrigerador portátil
alimentado por energía renovable
para almacenamiento de vacunas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016
	Xavier Sánchez C		
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016

MATERIAL:
Acero A36

Título:
Soporte panel 3

A4

1.16

Masa: 5111g

ESCALA:1:10

HOJA 17 DE 20

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

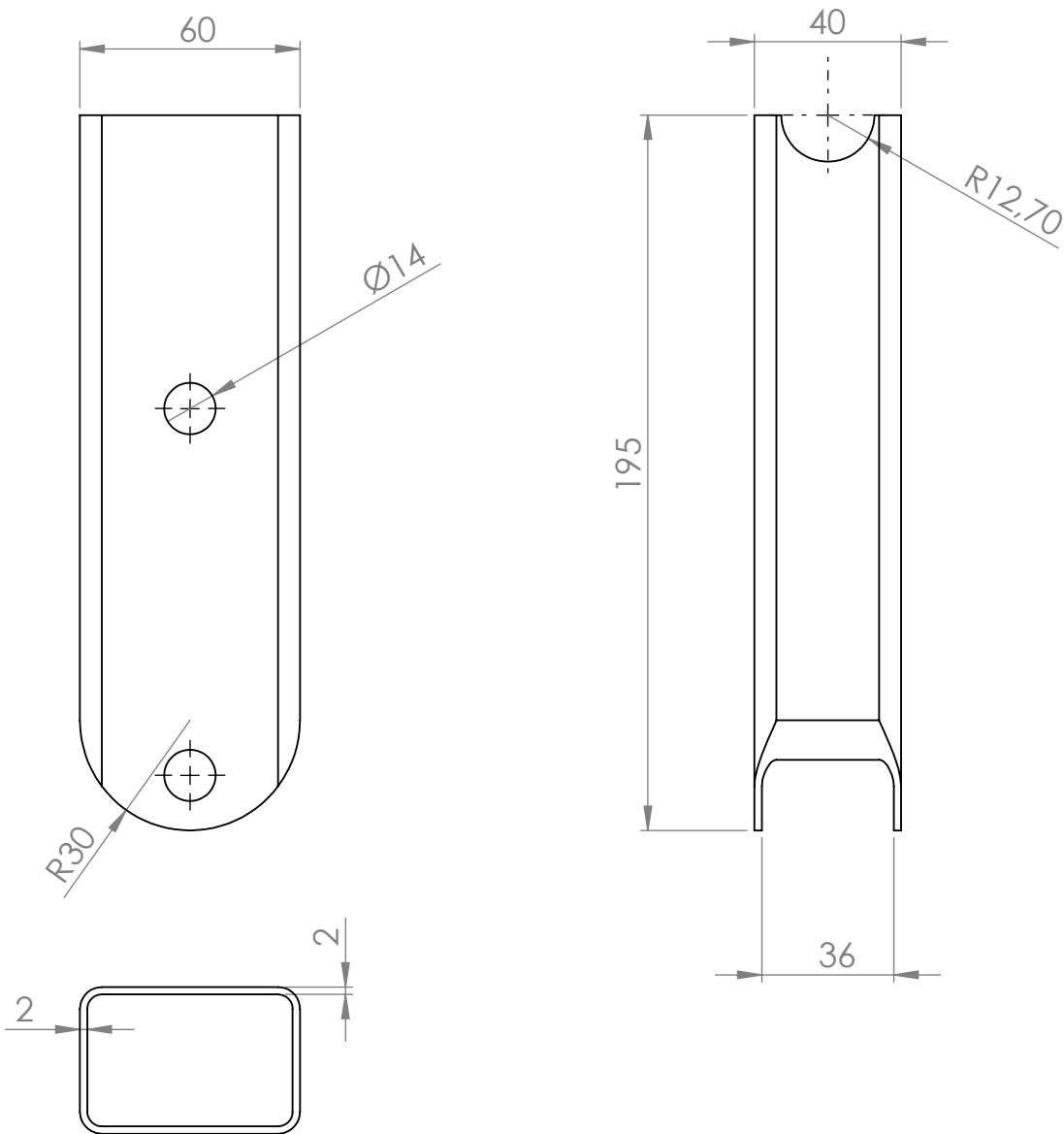
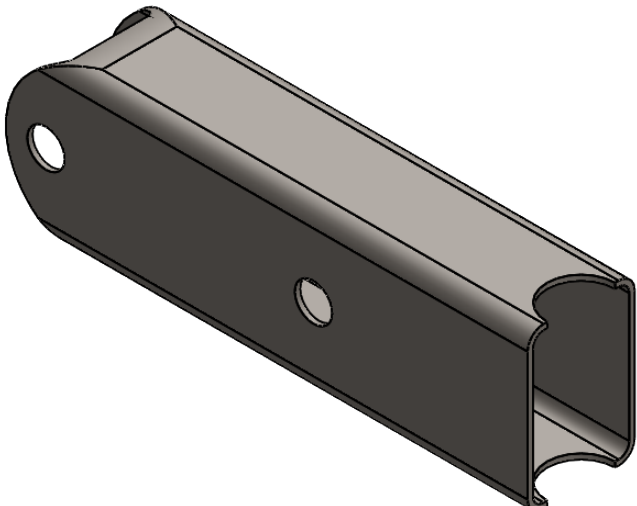
D

C

C

B

B



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

Proyecto:
Diseño de un refrigerador portátil
alimentado por energía renovable
para almacenamiento de vacunas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016
	Xavier Sánchez C		
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016

MATERIAL:
Acero A36

Título:
Soporte panel 4

A4
1.17

Masa: **509g** ESCALA: 1:2 HOJA 18 DE 20

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

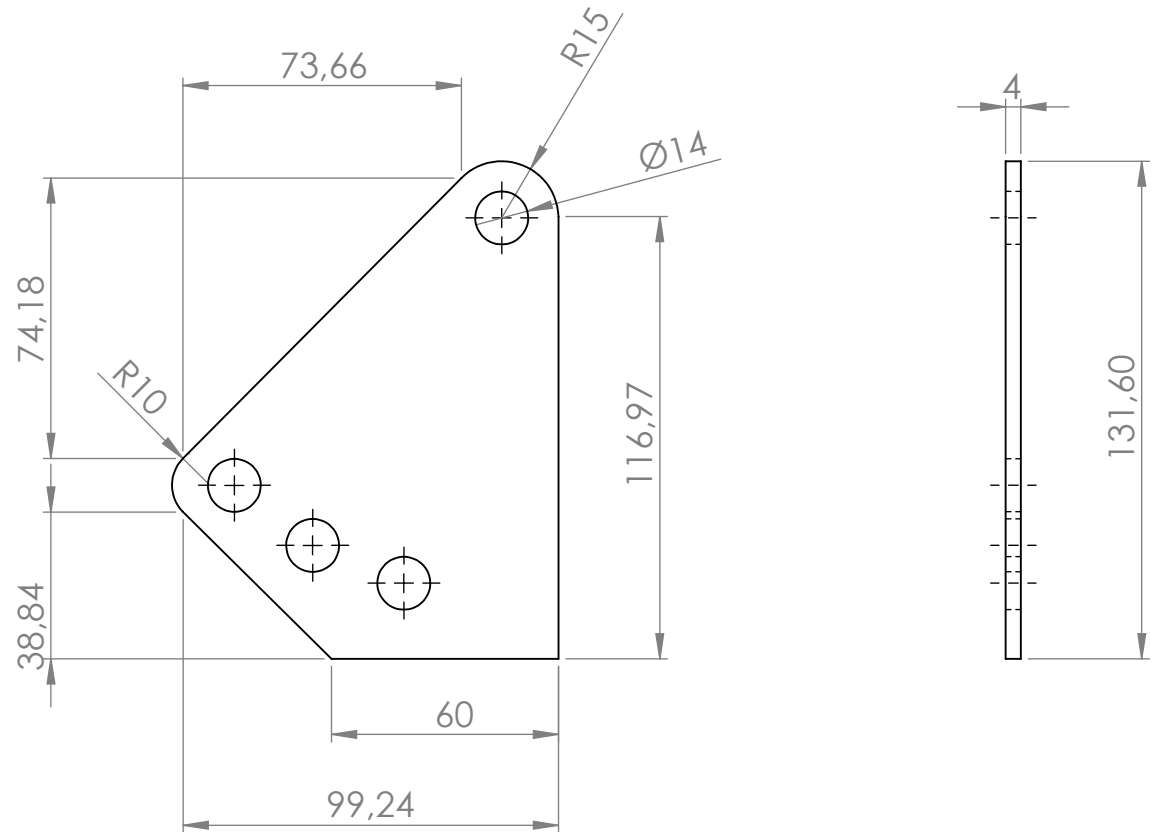
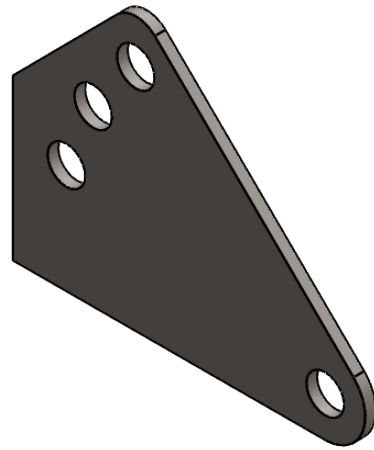
D

C

C

B

B



A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

Proyecto:

Diseño de un refrigerador portátil
alimentado por energía renovable
para almacenamiento de vacunas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016
	Xavier Sánchez C		
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016

MATERIAL:
Acero A36

Título:

Soporte panel 5

A4

1.18

Masa: 270g

ESCALA:1:2

HOJA 19 DE 20

4 3 2 1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

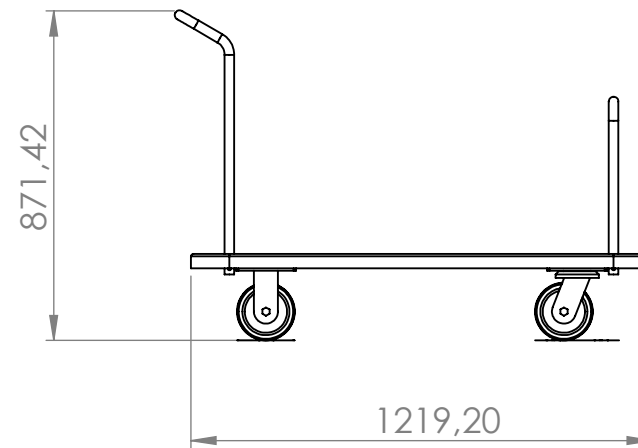
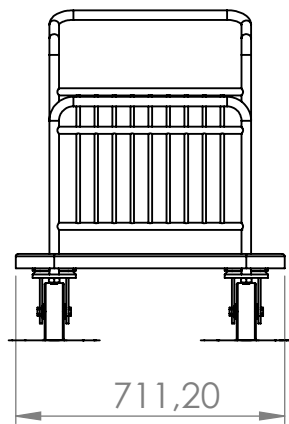
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	Proyecto: Diseño de un refrigerador portátil alimentado por energía renovable para almacenamiento de vacunas	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	Título:
DIBUJ.	Natalia Orrala V.		30/08/2016			Estructura móvil
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		02/09/2016			
APROB.	Ph.D. Guillermo Soriano		02/09/2016	Masa:	ESCALA: 1:5	HOJA 20 DE 20

6

5

4

3

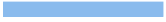

















2

1

APÉNDICE D. CRONOGRAMAS

Id	Nombre de tarea	Duración	Comienzo	Fin	abril 2016	mayo 2016	junio 2016	julio 2016	agosto 2016	septiembre 2016	octubre 2016
1	MATERIA INTEGRADORA	88 días	lun 02-05-16	lun 05-09-16							
2	Definición de problema y objetivos	4 días	lun 02-05-16	jue 05-05-16							
3	Entrega de primer avance	1 día	vie 06-05-16	vie 06-05-16							
4	Elaboracion de temario	1 día	lun 09-05-16	lun 09-05-16							
5	Investigacion de marco teorico	6 días	mar 10-05-16	mar 17-05-16							
6	Elaboracion de cronograma	2 días	mié 18-05-16	jue 19-05-16							
7	Elaboracion de capitulo 1	6 días	vie 20-05-16	lun 30-05-16							
8	Investigacion capitulo 2	3 días	mar 31-05-16	jue 02-06-16							
9	Selección de sistemas de refrigeracion, almacenamiento y captacion	12 días	vie 03-06-16	lun 20-06-16							
10	Entrega de avance fase intermedia	1 día	mar 21-06-16	mar 21-06-16							
11	Corrección de avance y elaboración de presentación	3 días	mié 22-06-16	vie 24-06-16							
12	Elaboracion del capitulo 2	8 días	lun 27-06-16	mié 06-07-16							
13	Presentacion de avance	1 día	vie 01-07-16	vie 01-07-16							
14	Cálculo carga térmica	5 días	jue 07-07-16	mié 13-07-16							
15	Determinación trabajo del compresor	2 días	jue 14-07-16	vie 15-07-16							
16	Diseño de condensador y evaporador	7 días	lun 18-07-16	mié 27-07-16							
17	Dimensionamiento panel fotovoltaico y baterías	3 días	mié 27-07-16	vie 29-07-16							
18	Elaboración de planos	7 días	lun 01-08-16	mar 09-08-16							
19	Simulacion de operación del equipo	6 días	mar 09-08-16	mié 17-08-16							
20	Analisis de costos	2 días	jue 18-08-16	vie 19-08-16							
21	Analisis de resultados	3 días	lun 22-08-16	mié 24-08-16							
22	Correcciones de documento final	3 días	jue 25-08-16	lun 29-08-16							
23	Elaboracion de recomendaciones y resumen	2 días	mar 30-08-16	mié 31-08-16							
24	Entrega de documento final	1 día	vie 02-09-16	vie 02-09-16							
25	Presentacion final	1 día	lun 05-09-16	lun 05-09-16							

Proyecto: Proyecto1
Fecha: jue 01-09-16

Tarea		Tarea inactiva		Informe de resumen manual		Hito externo	
División		Hito inactivo		Resumen manual		Fecha límite	
Hito		Resumen inactivo		solo el comienzo		Progreso	
Resumen		Tarea manual		solo fin		Progreso manual	
Resumen del proyecto		solo duración		Tareas externas	