

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingeniería

**Diseño de un Sistema de Refrigeración para un
Atrapanieblas Tridimensional**

Proyectos de investigación

Rodny Andrés Carvajal de la Sota

Ingeniería Mecánica

Trabajo de titulación presentado como requisito
para la obtención del título de
Ingeniero Mecánico

Quito, 18 de mayo de 2018

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ
COLEGIO DE CIENCIAS E INGENIERÍA

HOJA DE CALIFICACIÓN
DE TRABAJO DE TITULACIÓN

Diseño de un Sistema de Refrigeración para un Atrapanieblas Tridimensional

Rodny Andrés Carvajal de la Sota

Calificación:

Nombre del profesor, Título académico

David Escudero Ph.D.

Firma del profesor

Quito, 18 de mayo de 2018

Derechos de Autor

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en el Art. 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior.

Firma del estudiante: _____

Nombres y apellidos: Rodny Andrés Carvajal de la Sota

Código: 00117940

Cédula de Identidad: 172206995-0

Lugar y fecha: Quito, 18 de mayo de 2018

RESUMEN

Sabiendo que el agua es un recurso vital para la vida, se busca hallar alternativas para las comunidades que tienen poco o escaso acceso a ella, siendo los sistemas atrapanieblas una solución viable. Alrededor del mundo, se utilizan estos captadores de niebla en sistemas bidimensionales. En este proyecto se realizó un estudio para un atrapanieblas tridimensional, el cual hace que el viento sea un factor despreciable para su ubicación. Se diseñó un sistema de refrigeración para hacer más eficiente la recolección de agua mediante un ciclo de enfriamiento simple por compresión de vapor que se acopló a un atrapanieblas cilíndrico SFC (Standard Fog Collector). Adicionalmente, se evaluó el caudal diario obtenido, comparando con datos registrados por otros captadores en zonas distintas, el cual en promedio fue 0.597 L/m^2 por día, es decir, 60 por ciento más eficiente que los captadores convencionales. La implementación de este diseño tridimensional mejoró la tasa de recolección de agua para su uso diario y redujo la complejidad de estudios meteorológicos debido a su modelo cilíndrico.

Palabras clave: atrapanieblas, agua, recolección, eficiencia, refrigeración, captador de niebla estándar, caudal, temperatura, presión, humedad, mallas.

ABSTRACT

Knowing that water is a vital resource for life, the search to find alternatives for communities that have little or limited access to it is important, with fog catchers being a reliable solution. Around the world these fog catchers are used in two-dimensional systems. This project study the implementation of a three-dimensional fog catcher structure, which makes the wind a negligible factor for its location. A cooling system was designed to make water collection more efficient by the implementation of a simple cooling cycle by refrigerant compression that was coupled to a cylindrical SFC. Additionally, the daily flow rate was evaluated, comparing with data recorded by other collectors in different zones, which on average was $0.597 \text{ L} / \text{m}^2$ per day, that is, 60 percent more efficient than conventional fog collectors. The implementation of this three-dimensional design improved the water collection rate for daily use and reduced the complexity of meteorological studies due to its cylindrical model.

Key words: Fog catcher, water, collection, efficiency, refrigeration, Standard Fog Collector, flow rate, temperature, pressure, humidity, meshes.

Simbología

T_1	Temperatura ambiente	°C
T_2	Temperatura deseada del ambiente	°C
ϕ	Humedad relativa	
Pr	Punto de rocío	°C
η	Eficiencia teórica de las mallas	
SC	Porcentaje de sombra	
C_o	Coeficiente de caída de presión	
C_d	Coeficiente de arrastre de una superficie no permeable	
n_{coll}	Eficiencia del atrapanieblas	
V_o	Velocidad del viento	m/s
w	Humedad absoluta	
P	Presión atmosférica	Pa
P_g	Presión de saturación del aire	Pa
W_{coll}	Cantidad de agua recolectada	L/día m ²
P_g	Presión de saturación del aire	Pa
h	Entalpía	kJ/kg
s	Entropía	kJ/kg°C
D_{ext}	Diámetro exterior de la tubería	m
D_{int}	Diámetro interior de la tubería	m
V	Volumen de aire	m ³
h_m	Altura de las mallas	m
r	Radio de la estructura atrapanieblas	m
m	Masa	kg
ρ	Densidad	kg/m ³
m	Flujo másico de aire	kg/s
t	Tiempo	s
Q_H	Potencia requerida para calentar el aire	kJ/kg
C_p	Calor específico del aire	kJ/kg K
m_{R134a}	Flujo másico de refrigerante	kg/s
U	Coeficiente global de transferencia de calor	W/m ² K
A	Área del intercambiador	m ²
ΔT_m	Diferencia de temperatura promedio en el intercambiador	°C
LMTD	Temperatura logarítmica	°C
F_t	Factor de reducción	
T_{hi}	Temperatura de entrada del fluido caliente	°C
T_{ho}	Temperatura de salida del fluido caliente	°C
T_{ci}	Temperatura de entrada del fluido frío	°C
T_{co}	Temperatura de salida del fluido frío	°C
L	Longitud del intercambiador	m
D	Diámetro del intercambiador	m
n	Número de vueltas del intercambiador	
SF	Factor de seguridad	
Q_L	Potencia disipada en el evaporador	kJ/kg

Ra	Número de Rayleigh	
Nu	Número de Nusselt	
Re	Número de Reynolds	
h_{aire}	Coeficiente de convección del aire	$W/m^2 K$
v_{R134a}	Velocidad del refrigerante dentro de la tubería	m/s
f	Factor de fricción	
h_{R134a}	Coeficiente de convección del refrigerante	$W/m^2 K$
W_{net}	Trabajo de entrada requerido	W
COP	Coeficiente de desempeño	

TABLA DE CONTENIDO

1. Introducción.....	12
2. Métodos.....	18
2.1 Consideraciones de diseño para atrapanieblas SFC	18
2.1.1 Viento	18
2.1.2 Humedad absoluta y relativa	19
2.1.3 Punto de rocío	19
2.2 Materiales y Diseño de la estructura del atrapanieblas	20
2.3 Eficiencia teórica y experimental para mallas atrapanieblas	21
2.4 Análisis termodinámico del sistema de refrigeración	22
2.5 Análisis de transferencia de calor	26
2.5.1 Flujo másico del aire	26
2.5.2 Condensador	27
2.5.3 Evaporador	30
2.5.3.1 Aire	30
2.5.3.2 Refrigerante	31
2.5.4 Compresor	34
2.6 Análisis del sistema de generación fotovoltaica autónoma	34
2.6.1 Dimensionamiento de baterías	34
2.6.2 Dimensionamiento de módulos	35
3. Resultados y discusión.....	36
3.1 Resultados teóricos del análisis de transferencia de calor	36
3.1.1 Condensador	36
3.1.2 Evaporador	37
3.1.2.1 Aire	37
3.1.2.2 Refrigerante	38
3.1.3 Compresor	39
3.2 Diseño del sistema fotovoltaico autónomo	40
3.3 Resultados termodinámicos del sistema de refrigeración	41
3.4 Eficiencia experimental del atrapanieblas	42
3.4.1 Eficiencia experimental sin refrigeración	43
3.4.2 Eficiencia experimental sin refrigeración	44

3.5 Comparación de resultados de recolección	44
3.6 Presupuesto	46
4. Conclusiones	48
Referencias Bibliográficas	50
Apéndice A: Plano de la estructura del atrapanieblas	52
Apéndice B: Fichas técnicas.....	54
Apéndice B.1: Ficha técnica de la batería	55
Apéndice B.2: Ficha técnica del inversor	56
Apéndice C: Tabla de selección para tubo capilar	58

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Datos de los Estados del Ciclo (Teórico)	25
Tabla 2. Datos de factores usados para el intercambiador (Mathur, 2003)	29
Tabla 3. Propiedades del Aire a 20°C y 101.325kPa (Incropera, 2007)	31
Tabla 4. Propiedades del Refrigerante R134a a 5°C, 350.07 kPa (Incropera, 2007)	32
Tabla 5. Consumo de Watts totales para cada componente.....	34
Tabla 6. Resultados teóricos para el intercambiador	36
Tabla 7. Resultados teóricos del condensador	37
Tabla 8. Resultados teóricos del aire para el evaporador	37
Tabla 9. Resultados teóricos del refrigerante para el evaporador	38
Tabla 10. Resultados teóricos del evaporador	38
Tabla 11. Número de baterías requeridas por el sistema	40
Tabla 12. Número de módulos requeridos por el sistema	40
Tabla 13. Datos de los Estados del Ciclo (Real).....	41
Tabla 14. Presupuesto necesario para la construcción del sistema.....	46

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema y diagrama T-s para ciclo de refrigeración (Cengel, 2007)	23
Figura 2. Gráfico del Factor de Corrección (Shawabkeh, 2015)	28
Figura 3. Representación del Circuito de Transferencia de Calor en el Condensador (Incropera, 2007)	28
Figura 4. Construcción final del sistema	39
Figura 5. Datos de temperatura diarios obtenidos	42
Figura 6. Datos de la velocidad del viento en horas de uso del sistema	43
Figura 7. Tasa de agua recolectada sin sistema de refrigeración	43
Figura 8. Tasa de agua recolectada con sistema de refrigeración	44
Figura 9. Tasa de recolección para LFC alrededor del mundo (Fessehaye, 2014)	45
Figura 10. Estado operacional de los LFC alrededor del mundo (Fessehaye, 2014)	45

1. INTRODUCCIÓN

La necesidad de tener acceso a uno de los recursos vitales como es el agua ha llevado a la creciente exploración de extracción de agua de la humedad presente en la niebla. La niebla es un fenómeno meteorológico, originado en zonas con mucha humedad, causado por la condensación del vapor de agua en gotas suspendidas que no son lo suficientemente grandes para que la precipitación ocasionada por la gravedad se dé lugar. La escasez de agua en ciertas regiones es un problema latente en el Ecuador, sin embargo, las respuestas a esta temática han sido poco efectivas. Se necesitan soluciones amigables con el ambiente que puedan solucionar esta problemática. De este modo se plantea la realización de un atrapanieblas que actuará como proveedor de agua en sectores de escasez. Los atrapanieblas son una herramienta que ha sido poco utilizada en las diferentes regiones del Ecuador.

Este no es problema de una sola zona, especialmente en Latinoamérica, en zonas desérticas, se usan estos sistemas para proveer de agua a personas sin acceso a este vital recurso. El agua recolectada puede ser usada para bebida de animales, riego de sembríos, para higiene del hogar; ayudando significativamente en estas zonas. La niebla ocasionada en la zona a aplicar el atrapa nieblas se la conoce como niebla de evaporación o precipitación, esta se da cuando ha llovido, el agua que queda en la superficie está a una mayor temperatura que el aire del ambiente, así las gotas de lluvia se evaporan dentro del aire frío, formando vapor de agua (humedad) y al alcanzar el punto de rocío (temperatura de condensación del agua), se forma la niebla.

En comunidades rurales del país se cuenta con escaso acceso a agua potable, este recurso es adquirido en arroyos, ríos, lagunas, pozos o de la lluvia, por tanto, la implementación de un sistema que sea capaz de obtener agua de la niebla será altamente beneficioso para los integrantes de una comunidad. Generalmente se logran captar 4 litros de agua diarios en un atrapanieblas simple, con la incorporación de un sistema de refrigeración se esperaría que esta cifra aumente siendo una ayuda extra. Este proyecto ya ha sido instaurado previamente por el gobierno de la provincia de Pichincha en la comunidad de Caspigasí de la parroquia de Calacalí. Consta de seis mallas que logran recoger un metro cúbico de agua diaria entre las 14:00 y 06:00 horas todos los días cuando la presencia de neblina es más significativa. Así mismo alrededor del mundo los gobiernos, como Chile, Perú, Sudán, Yemen, entre otros se han decidido por esta opción para que las comunidades tengan acceso al agua.

El uso de la niebla como una fuente de agua para el consumo humano es un tema no solo interesante desde el punto de vista ambiental, sino también desde el punto de vista ingenieril, es por eso, que se necesita realizar el diseño y análisis de este mediante la mecánica de fluidos, en este caso la niebla y la manera en la cual puede ser aprovechada para generar una fuente de agua viable. La niebla o neblina es un fenómeno geofísico y geográfico que se da en casi todas las regiones del mundo. En el territorio nacional, la niebla es frecuente en la costa y altas montañas andinas. La niebla se define como una masa de aire compuesta por minúsculas gotas de agua (1 a 40 micrones), las que por ser tan livianas no caen, sino que se mantienen suspendidas a merced del viento si se encuentran en la superficie de los continentes o de los océanos, mientras que si están en la atmósfera se denominan nubes. Una de las causas de la formación de las nubes y niebla se debe a la

presencia de anticiclones o centros de alta presión. El Anticiclón del Pacífico Suroriental está presente frente a las costas de Ecuador, Chile y Perú. Éste produce una inversión térmica por subsidencia, es decir, aire descendente desde la alta atmósfera que se calienta por compresión. Esto se debe al calentamiento adiabático de las capas intermedias de la atmósfera, provocado por el movimiento descendente de aire de los centros de alta presión (Fink, s/f).

Para obtener agua a partir de la niebla se utilizan los atrapanieblas, los cuales se definen como sistemas de mallas los cuales son capaces de condensar el agua de la niebla en agua líquida. Para que el agua pueda ser recolectada es necesario un proceso de condensación del vapor de agua presente en la niebla, esto ocurre cuando este vapor llega a la denominada temperatura de rocío, que se produce cuando la superficie - la malla - está a una temperatura menor que la del ambiente. Una vez que el vapor llega a este punto se empiezan a formar gotas de agua en la malla recolectora y así el agua puede ser usada.

La construcción de los atrapanieblas depende en su totalidad de las condiciones atmosféricas del lugar de instalación, de igual manera es importante analizar teóricamente y experimentalmente cuanta es la cantidad de agua que se puede recolectar, y determinar si se puede implementar los atrapanieblas a mayor escala para poder solventar el problema de escasez de agua. La humedad (vapor de agua) presente en la niebla normalmente es mayor a 80% (Fink, s/f), lo que hace que sea atrayente el recuperar este vapor en su forma líquida para ser usada. Alrededor del mundo se usan dos tipos de sistemas atrapanieblas: estándar y largo, (SFC y LFC por sus siglas en inglés) (Ghosh, Ray, & Ganguly, 2015). Los de tipo SFC (Standard Fog Collector) tienen un área de 1 m^2 , usados para realizar mediciones de recolección de agua y los LFC (Large Fog Collector) con un área de 40-50 m^2 son

instalados en sitios con suficiente espacio para ser usados como abastecedores de agua. Las mallas recolectoras de niebla son tipo Raschel, aunque existe una gran variedad, con un porcentaje de sombra entre 35 y 80 por ciento y para la estructura normalmente se utilizan materiales disponibles en la zona de aplicación, como troncos de árboles y un sistema de tuberías para la recolección de agua.

Existen datos de recolección de agua de la niebla alrededor del mundo, en zonas donde el acceso a agua fresca es escaso. Se realizaron estudios en diferentes países durante 14 años para recolectar datos de caudales de sistemas SFC; en Chile, en el desierto de Atacama, se registró tasas de 6 L/m² por día, en la isla de Tenerife la mejor tasa registrada fue de 10 L/m² por día, en la península Arábiga, en Yemen, promedios de 4.5 L/m² y en Europa, en países como Croacia y España, 4 L/m² y 7 L/m² por día respectivamente (Batisha, 2015). Estos datos recolectados a través de los años han sido obtenidos de sistemas simples de atrapanieblas; sin embargo, no hay datos sobre sistemas acoplados a la malla recolectora de agua.

En este proyecto se diseñó una estructura cilíndrica para una comunidad con escaso recurso de agua para proveer tanto a las personas para su uso diario como para ser usada para bebida de animales, riego de sembríos, para cocinar, lavar, ayudando significativamente en estas zonas. En el proyecto se propone la idea de un sistema de refrigeración que mejore la eficiencia de condensación de agua en el atrapanieblas al lograr llegar al punto de rocío más rápidamente y mantener al ambiente en esta temperatura. En zonas con nieblas, un LFC puede recolectar hasta 214 litros de agua por día, por lo que un sistema de refrigeración que se acople a un atrapanieblas podría mejorar esta cifra.

Para el sistema de refrigeración propuesto se utilizan dos grandes asignaturas la termodinámica y la transferencia de calor que básicamente es el transporte de energía de un lugar caliente a uno frío. Los dispositivos que producen refrigeración se llaman refrigeradores, y los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración. El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es por compresión de vapor, donde un refrigerante usado se evapora y se condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor y este será el ciclo usado en este proyecto. En este ciclo una cantidad de calor es extraído del espacio refrigerado a una cierta temperatura y se rechaza hacia un espacio a otra temperatura mediante el ingreso de un trabajo que será proporcionado por un compresor.

Adicionalmente al proyecto, se propuso la idea de que sea autosustentable energéticamente mediante paneles solares, una fuente renovable de energía obtenida directamente de la radiación solar, denominada energía fotovoltaica. El funcionamiento teórico de este tipo de energía es simple, cuando un semiconductor dopado se expone a radiación electromagnética, se desprende del mismo un fotón, que pega a un electrón y lo arranca, creando un "hueco" en el átomo. Normalmente, el electrón encuentra rápidamente otro hueco para volver a ocupar su lugar, y de esta forma la energía proporcionada por el fotón se disipa en forma de calor. El objetivo básico de una celda fotovoltaica es hacer que los electrones y los huecos vayan hacia el lado opuesto del material en lugar de estrictamente recombinarse en él; así, se ocasionará una diferencia de potencial y por lo tanto tensión entre las dos partes del material (Perlin, 1999). Para el diseño de esta celda se toma en cuenta el consumo energético del sistema y es un tipo de energía usado alrededor del mundo para proveer de electricidad a comunidades enteras.

Finalmente, esta alternativa es beneficiosa económicamente ya que se puede fabricar con materiales de la zona para la estructura, de tal manera que el gasto sea de la malla recolectora y el sistema de canaletas para la retención de agua, y su mantenimiento no va más allá de la limpieza de las tuberías para evitar que se tapone ya que la malla tiene una vida útil entre 6 y 10 años, tiempo en el cual debe ser reemplazada. Y así, con un adecuado sistema de tuberías se busca medir el caudal mejorado del sistema gracias a la refrigeración y comprobar la eficiencia del ciclo de refrigeración usado mediante una cámara térmica, construir un sistema tridimensional en donde se acople el sistema de refrigeración para la recolección de agua, evaluar la eficiencia del sistema comparando los resultados obtenidos con datos mundiales y, por último, realizar recomendaciones sobre el diseño del sistema en general.

2. MÉTODOS

2.1 Consideraciones de diseño para atrapanieblas SFC

El atrapanieblas estándar es usado para la obtención de datos para evaluar la cantidad de agua que puede ser recolectada en zonas específicas. Generalmente, primero, se realiza este tipo de captadores para determinar si es viable la aplicación de un LFC.

Para la construcción se debe fijar el SFC en un lugar fijo para que pueda recolectar el agua de niebla que será depositada en un tanque de reserva debidamente colocado y tapado contra el sol y lluvia. El contenedor es necesario para obtener resultados experimentales y compararlos con los teóricos. En su instalación existen dos factores principales que pueden afectar las mediciones: el porcentaje de sombra de la malla y la velocidad del viento, este parámetro determina la eficiencia del sistema y se utiliza un anemómetro para medir esta variable. Adicionalmente, se debe tomar en cuenta la humedad relativa y la temperatura del ambiente para conocer el punto de rocío y si se dan días con lluvia, los datos no serán tomados en cuenta porque el agua recolectada será proveniente de la lluvia y no de la niebla.

2.1.1 Viento

El viento es aire en movimiento y es el factor que determinará la dirección y velocidad de la niebla al atravesar las mallas, el cual está directamente definido por las temperaturas a las que esté expuesto. La dirección y velocidad del viento se altera de acuerdo con las diferentes horas del día, así como también con las temporadas del año, las que crean cambios de temperatura, por tanto, cambios en el viento. Este parámetro es directamente proporcional a la eficiencia de recolección del sistema (Dirección General,

2014). Se utilizará un anemómetro para medir la velocidad del viento. En sistemas bidimensionales es necesario colocar la malla en dirección perpendicular al viento; sin embargo, como se mencionó esto no es necesario a considerar gracias al diseño tridimensional.

2.1.2 Humedad absoluta y relativa

La cantidad de vapor de agua presente en el aire puede ser evaluada de diferentes maneras. La manera más cuantificable es medir la cantidad de masa de vapor de agua presente por unidad de aire seco, a esto se le llama humedad absoluta. También se considera la humedad relativa que es el vapor de agua que se encuentra presente en la atmósfera o la relación del aire húmedo sobre el aire seco. La cantidad de vapor de agua que puede ser absorbido por el aire depende de la temperatura del ambiente. Estos datos son importantes para definir la eficiencia de las mallas atrapanieblas, ya que la cantidad de agua recolectada es directamente proporcional a la cantidad de agua presente en la atmósfera, la cual puede ser medida a partir de la humedad relativa. De igual manera el vapor de agua es dependiente de la temperatura, por lo que la cantidad de agua recolectada dependerá de la hora del día y la estación del año. En la noche la temperatura es menor que en el día y la humedad será mayor en dicho momento de tiempo, y por tanto será mayor la cantidad de agua que se pueda recolectar.

2.1.3 Punto de rocío

Para obtener esta temperatura se deben conocer dos variables: la humedad relativa, la cual nos indica la cantidad de agua presente en el medio ambiente y la temperatura ambiente. Para este proyecto, se analiza la factibilidad de instalar un atrapanieblas en las

faldas del volcán Ilaló. Los datos meteorológicos son obtenidos de recolección de datos anuales del INAMHI (Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología). De aquí se tiene que la temperatura ambiente promedio es:

$$T_1 = 14 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

Y la humedad relativa:

$$\phi = 74\% \quad (2)$$

Y así, la temperatura de punto de rocío está dada por:

$$Pr = \frac{\phi}{100} * 112 + 0.9T_1 + 0.1T_1 - 112 \quad (3)$$

2.2 Materiales y Diseño de la estructura del atrapanieblas

Se debe asegurar que los materiales adquiridos sean de buena calidad, principalmente porque no se realizará un mantenimiento constante en el sistema. El factor más importante en la construcción de la estructura es el tipo de malla que se utiliza. La malla que se va a utilizar se conoce como Raschel, y es la más recomendada para la fabricación de atrapanieblas. El porcentaje de sombra es la característica más relevante de la malla, este se define como la cantidad de luz que permite que pase a través de la malla. Si este porcentaje es muy grande poca niebla pasará a través de ella y la captura de agua será baja. Si es un porcentaje bajo, pocas gotas de niebla chocarán con los filamentos y la captura será de igual manera, baja (Dirección General, 2014).

Para la construcción del SFC hay que tomar en cuenta que al ser un cilindro tridimensional su sujeción al suelo o a un punto fijo no necesita ser perpendicular a la dirección del viento. Se hizo uso de dos discos de madera con diámetros exterior e interior

de 0.8 y 0.4 metros respectivamente como base superior e inferior para la malla Raschel.

Los materiales que se utilizaron son:

- Cuatro bloques de madera de 0.5 metros de largo con 0.04 x 0.05 metros de sección transversal en donde se aprisionó la malla, para esto se usaron pernos hexagonales de 3/8" con tuerca.
- Un disco de aluminio de las mismas dimensiones que los discos de madera como canaleta para el sistema de recolección ubicada en la parte inferior de la malla.
- Aproximadamente 2 kg de cable de 2,11 mm de diámetro, de acero galvanizado. Son los cables intermedios que evitan que la malla se deforme demasiado con el viento, y que el agua escurra fuera de la canaleta.
- Dos metros cuadrados de malla Raschel de 60 por ciento de sombra.
- Un tanque de almacenamiento para el agua recolectada.

La estructura modelada y acotada en Autodesk Inventor Professional 2015 se puede observar en el apéndice A.

2.3 Eficiencia teórica y experimental para mallas atrapanieblas

Rivera (2011) derivó una expresión para la eficiencia de las mallas

$$\eta = \frac{SC}{1 + \frac{C_o}{C_D}} \quad (4)$$

donde SC es el porcentaje de sombra, C_o es el coeficiente de caída de presión de un flujo de aire que atraviesa la malla, que aumenta con SC, y C_d es el coeficiente de arrastre de una superficie no permeable de las mismas dimensiones que la malla, que representa la fuerza

que el viento ejerce sobre esta superficie impermeable. Esta expresión es un valor teórico constante entre 20% y 30%.

Para obtener la eficiencia experimental del sistema se requiere de la siguiente expresión (Dirección General, 2014):

$$n_{\text{Coll}} = \frac{W_{\text{coll}}}{V_o \times w} \quad (5)$$

La eficiencia del atrapanieblas depende del volumen de agua recolectado, para la velocidad del viento y la cantidad de agua disponible en el ambiente (humedad absoluta).

$$w = \frac{0,622\phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (6)$$

La humedad absoluta es una función que depende de la humedad relativa, la presión, que en la ciudad de Quito en promedio es 101.8 KPa (Meteocast, 2018), y presión de saturación del aire.

Para obtener el volumen de agua recolectado por unidad de tiempo se requiere tomar mediciones diarias de la cantidad de agua en el tanque de almacenamiento.

$$P_g = \frac{e^{77,345 + 0,0057T_1 - 7235/T_1}}{T_1^{8,2} \cdot 1000} \quad (7)$$

Y para obtener la presión de saturación se utiliza la expresión descrita anteriormente, la cual depende de la temperatura del ambiente.

2.4 Análisis termodinámico del sistema de refrigeración

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos como se muestra en la figura 1:

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

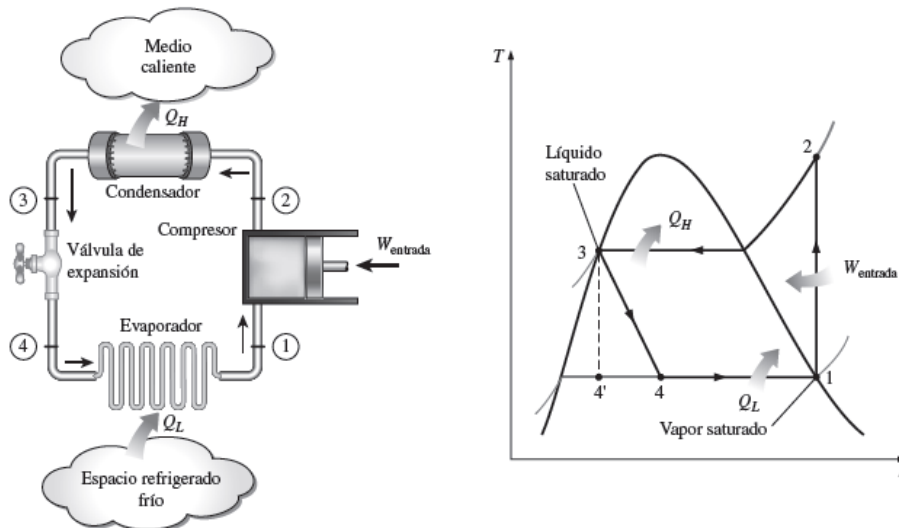


Figura 1. Esquema y diagrama T-s para ciclo de refrigeración (Cengel, 2007)

En este ciclo se utilizará refrigerante R134-a, el cual entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor superior al de la temperatura del medio ambiente. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura ambiente. El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio que se desea refrigerar en el proceso, es decir, las mallas atrapanieblas. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor

húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado, en otras palabras, este espacio tiene menor temperatura que la del ambiente. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

Este sistema se acoplará a la estructura del atrapanieblas colocando el evaporador, en forma de serpentín, en el medio de los discos cilíndricos para aprovechar al máximo el enfriamiento del ambiente. Existen dos mallas que rodean al evaporador del sistema. Los requerimientos del sistema fueron obtenidos de las periferias del volcán Ilaló en donde se registró promedios de un año para los datos de temperatura y humedad relativa, siendo estos 14°C y 74% respectivamente. Con estos datos, utilizando la ecuación 3 el vapor de agua alcanza el punto de rocío a los 9.4 °C. El compresor trabaja entre las presiones $P1 = P4 = 350\text{kPa}$ en el evaporador y $P2 = P3 = 1600\text{kPa}$ en el condensador. La condensación del agua se da debido a que las mallas recolectoras de niebla están a menor temperatura que el ambiente, por tanto, se llega a una temperatura de equilibrio. Se diseñó el sistema para que el ambiente alrededor del atrapanieblas llegue más rápido al punto de rocío y se mantenga en un rango igual o inferior incluso si el ambiente se calienta. De esta forma se decidió que el refrigerante llegue a una temperatura de 5 °C, asegurando que el agua recolectada no se congele, pero el ambiente se mantenga en el punto de rocío. El evaporador se usa como parte de intercambiador de calor de flujo cruzado y será el encargado de enfriar las mallas atrapanieblas. En el condensador la temperatura será de $T_{\text{sat}} = 57.88^\circ\text{C}$, pero se requiere que la temperatura ambiente llegue a 25 °C, la cual es mayor al ambiente, pero se asegura una transferencia de calor eficiente.

Utilizando las tablas termodinámicas para el refrigerante R134-a se pueden obtener los valores de las temperaturas, entalpías y entropías para los diferentes puntos del ciclo de refrigeración, los cuales se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Datos de los Estados del Ciclo (Teórico)

Estado	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)
1	5	350.07	253.39	0.92897
2	62.96	1600	284.41	0.92733
3	57.88	1600	135.93	0.47921
4	5	350.07	135.93	0.229

Para el diseño del ciclo, se empieza por el evaporador, dado que se requiere llegar a una temperatura de rocío, se procedió a calcular la cantidad de energía requerida para poder llegar a este punto, tomando en cuenta el flujo másico del aire que atraviesa las mallas y la potencia del compresor requerida para lograr llegar a la presión deseada. El fin de enfriar el refrigerante a 5 °C, es garantizar que el ambiente no sea lo suficientemente frío para congelar las gotas de agua que se forman. El intercambiador de calor es de carcasa y tubo, por lo cual se analizó los posibles materiales a ser utilizados como tubería para el refrigerante, llegando al cobre debido a su conductividad térmica.

2.5 Análisis de transferencia de calor

Como se mencionó, se seleccionó el cobre como material para la tubería debido principalmente a sus beneficios de conductividad térmica y costos. Los datos de propiedades termo-físicos son utilizados para los cálculos que serán presentados. Para el diseño del condensador y evaporador se seguirá la metodología de diseño de intercambiadores de calor del estilo Shell and Case de Kern, de donde se tiene los siguientes diámetros:

$$D_{ext} = 0.0127 \text{ m y el } D_{int} = 0.011430 \text{ m.}$$

Estos son preestablecidos para una tubería de cobre tipo M de 3/8", que será la utilizada para cálculos de diseño y en la construcción.

2.5.1 Flujo másico del aire

Volumen de aire que atraviesa el sistema de las mallas atrapanieblas

$$V = 2\pi h_m r^2 \quad (8)$$

Donde el radio = 0.4m y la altura = 0.5m.

Con la densidad del aire $\rho = 1.225 \frac{kg}{m^3}$ se puede obtener la masa que atraviesa

$$m = V * \rho \quad (9)$$

Para el flujo másico que atraviesa la malla se asume que el tiempo de enfriamiento es de cinco minutos $t = 300 \text{ s}$

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \quad (10)$$

2.5.2 Condensador

Para el análisis del condensador utilizado los cálculos serán presentados a continuación.

$$Q_H = mC_p(T_2 - T_1) \quad (11)$$

$$Q_H = m_{R134a}(h_2 - h_3) \quad (11.1)$$

Con el flujo másico obtenido del aire, se puede calcular la potencia requerida para calentar el aire. Además, se requiere el $C_p = 1.005 \frac{KJ}{Kg K}$ y las temperaturas son $T_2 = 25^\circ C$ y $T_1 = 14^\circ C$.

Con el dato de Q_H y los datos de tablas termodinámicas para la presión de 1600 kPa se obtuvo el flujo másico del refrigerante utilizando la siguiente ecuación y las entalpías de la Tabla 1.

$$m_{R134a} = \frac{Q_H}{(h_2 - h_3)} \quad (12)$$

También se conoce que esta potencia obtenida puede determinar el área del condensador

$$Q_H = UA\Delta T_m \quad (13)$$

Para ΔT_m primero se calcula la temperatura logarítmica (LMTD) que luego se la multiplicará por los factores de reducción.

$$\Delta T_m = F_t LMTD \quad (14)$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_{out} - \Delta T_{in}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}}\right)} \quad (15)$$

$$\Delta T_{out} = T_{ho} - T_{ci} \quad (16)$$

$$\Delta T_{in} = T_{hi} - T_{co} \quad (17)$$

Para el cálculo del factor de corrección se utiliza una tabla que está en función de Ft, S y la curva R. Estos dos últimos se los calcula a continuación.

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} = 0.46 \quad (18)$$

$$S = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = 0.22 \quad (19)$$

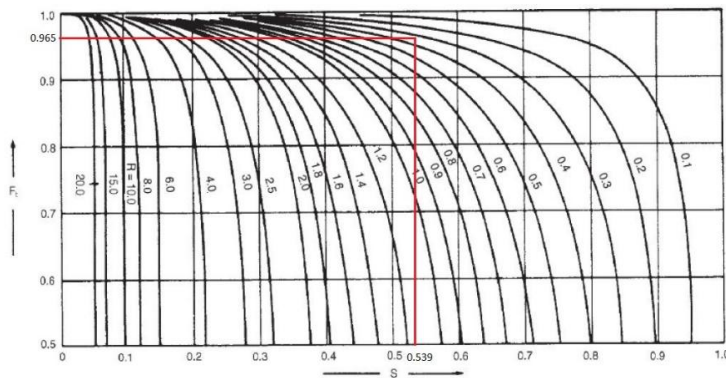


Figura 2. Gráfico del Factor de Corrección (Shawabkeh, 2015)

Con el gráfico de la Figura 2 se obtiene el factor de corrección que es $F_t = 0.98$

El siguiente paso es el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U), para esto es necesario la realización del circuito térmico como se muestra en la Figura 3.

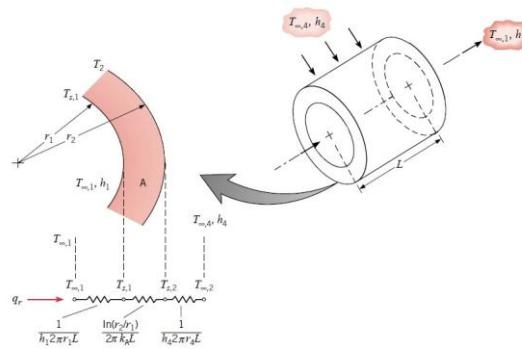


Figura 3. Representación del Circuito de Transferencia de Calor en el Condensador (Incropera, 2007)

Para el coeficiente global de transferencia de calor se usaron los datos de la tabla 2.

Tabla 2. Datos de factores usados para el intercambiador (Mathur, 2003)

Descripción	Simbología	Valor
Coeficiente de convección del refrigerante R134a (W/m ² K)	h_{R134a_1}	520
Coeficiente de convección del aire (W/m ² K)	h_{aire}	15
Coeficiente de transferencia de calor del cobre (W/m K)	k_{cobre}	401
Radio interno de la tubería de cobre (m)	r_{int}	0.0051055
Radio externo de la tubería de cobre (m)	r_{ext}	0.00635

Una vez definido el circuito térmico podemos despejar U y con los datos de la tabla

2.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{R134a_1}} + \frac{r_{int}}{k_{cobre}} \ln \frac{r_{ext}}{r_{int}} + \frac{1}{h_{aire}} \frac{r_{int}}{r_{ext}} \quad (20)$$

Para el cálculo del área superficial total del condensador se despeja de la ecuación

13.

$$A_{cond} = \frac{Q_H}{U \Delta T_m} \quad (21)$$

Esta área será utilizada en el diseño del condensador.

Dado a posibles irregularidades del serpentín, se utilizó un factor de seguridad (S.F)

de 2. De esta manera se garantiza que la transferencia de calor sea maximizada y aumente

la eficiencia del ciclo termodinámico. Para el condensador se consideró un diámetro de 0.2 metros.

$$A_{\text{cond}} = \frac{\pi D_{\text{ext}} L_{\text{cond}}}{S.F} \quad (22)$$

Donde la longitud total de la tubería requerida para la construcción del condensador es igual a la cantidad de vueltas, por la circunferencia del diámetro exterior de la tubería.

$$L_{\text{cond}} = \pi n_{\text{cond}} D_{\text{cond}} \quad (23)$$

Implementando la ecuación (22) en la ecuación (21), podemos despejar el número de vueltas de la tubería.

$$n_{\text{cond}} = \frac{A_{\text{cond}} (S.F)}{\pi^2 D_{\text{cond}} D_{\text{ext}}} \quad (24)$$

2.5.3 Evaporador

Los datos necesarios para los cálculos del evaporador están divididos en dos partes, los datos del aire, y los datos del refrigerante.

2.5.3.1 Aire

Se inició el cálculo del evaporador, determinando la energía disipada en el evaporador. Para ello se utiliza las entalpías en los puntos 1 y 4, donde se ubica el evaporador.

$$Q_L = m_{R134a} (h_1 - h_4) \quad (25)$$

Se procedió encontrando las propiedades del aire a una presión de 101.325 kPa y una temperatura de 20°C.

Tabla 3. Propiedades del Aire a 20°C y 101.325kPa (Incropera, 2007)

Factor de temperatura (β) [K^{-1}]	Viscosidad cinemática (ν_{aire}) [m^2/s]	Viscosidad dinámica (α_{aire}) [m^2/s]	Prandtl (Pr_{aire})	Conductividad Térmica (k_{aire}) [$W/m-K$]
3.413×10^{-3}	15.267×10^{-6}	21.576×10^{-6}	0.708	25.74×10^{-3}

Con los datos anteriores y tomando en cuenta un diámetro de 0.0127 metros, se continúa por determinar el número de Rayleigh, para convección natural, para poder implementar la ecuación de Nusselt y así, el valor de convección para el aire.

$$Ra_{aire} = \frac{g \cdot \beta \cdot T_s - T_{\infty} \cdot D^3}{\alpha \cdot \nu} \quad (26)$$

Ya que el valor de Reynolds es menor a 10^9 , se tiene:

$$Nu_{aire} = 0.68 + \frac{0.670 \cdot Ra_{aire}^{0.25}}{[1 + (\frac{0.492}{Pr_{aire}})^{9/16}]^{4/9}} \quad (27)$$

Y, por tanto, el coeficiente de convección del aire es:

$$h_{aire} = Nu_{aire} \frac{k_{aire}}{D_{ext}} \quad (28)$$

2.5.3.2 Refrigerante

Para poder encontrar el coeficiente de convección del refrigerante, se implementan las condiciones en el punto 4 del ciclo termodinámico, los cuales son presentados en la siguiente tabla:

Tabla 4. Propiedades del Refrigerante R134a a 5°C, 350.07 kPa (Incropera, 2007)

Densidad (ρ_{R134a}) [kg/m ³]	Viscosidad (μ_{R134a}) [kg/m-s]	Prandtl (Pr_{R134a})	Conductividad Térmica (k_{R134a}) [W/m-K]
1280	2.50×10^{-5}	3.77	0.0898

Con estos datos, se procede a calcular la velocidad del refrigerante para poder calcular el número de Reynolds. Al estar trabajando con el refrigerante dentro de la tubería, se calculó el área seccional interna.

$$A_{\text{int}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{int}}^2 \quad (29)$$

Y la velocidad del refrigerante se da por:

$$V_{R134a} = \frac{m_{R134a}}{\rho_{R134a} A_{\text{int}}} \quad (30)$$

Obtenida la velocidad del refrigerante, se realiza el cálculo del número de Reynolds con la siguiente ecuación:

$$Re_{R134a} = \frac{\rho_{R134a} * V_{R134a} * D_{\text{int}}}{\mu_{R134a}} \quad (31)$$

Al ser un flujo laminar, se tiene que el factor de fricción es:

$$f = \frac{64}{Re_{R134a}} \quad (32)$$

Debido a que $Re < 3000$, El número de Nusselt es un valor constante de 3.66

Una vez obtenido el número de Nusselt, se puede proceder a calcular el valor de convección del refrigerante siguiendo la ecuación presentada.

$$h_{R134a} = \frac{Nu_{R134a} k_{R134a}}{D_{int}} \quad (33)$$

Con los valores de convección del aire, y del refrigerante, se hace referencia al proceso de coeficiente de transferencia de calor global (U) de la ecuación (20) y así proceder a calcular el área superficial requerida para la transferencia de calor.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{R134a2}} + \frac{r_{int}}{k_{cobre}} \ln \frac{r_{ext}}{r_{int}} + \frac{1}{h_{aire}} \frac{r_{int}}{r_{ext}} \quad (34)$$

Para el cálculo del área superficial, se utilizó el gradiente de la temperatura del aire para el T_m , ya que el refrigerante pasa por un estado isotérmico y la única variación existente de temperatura, sería la del aire $T_m = \Delta T_{aire} = 11^\circ C$.

$$A_{evap} = \frac{Q_L}{U T_m} \quad (35)$$

Se planteó para el diseño del atrapanieblas un modelo cilíndrico, de tal manera que el serpentín tenga un diámetro de 0.6 metros. Con estos datos se puede despejar tanto el número de pasadas, como la longitud del serpentín que será el evaporador. La longitud total de la tubería requerida para la construcción del evaporador es igual a la cantidad de vueltas, por la circunferencia del diámetro exterior de la tubería.

$$L_{cond} = \pi n_{evap} D_{evap} \quad (36)$$

Implementando la ecuación (34) en la ecuación (21), podemos despejar el número de vueltas de la tubería.

$$n_{evap} = \frac{A_{cond} * S.F}{\pi^2 D_{evap} D_{ext}} \quad (37)$$

2.5.4 Compresor

Para determinar la potencia requerida del compresor se utiliza el flujo másico del refrigerante calculado en el condensador y las entalpías del ciclo establecido en el punto 1 y 2 donde se encuentra el compresor, estos datos se encuentran en la Tabla 1.

$$W_{\text{net}} = m_{\text{R134a}}(h_2 - h_1) \quad (38)$$

El coeficiente de desempeño se define como

$$\text{COP}_R = \frac{Q_L}{W_{\text{net}}} \quad (39)$$

2.6 Análisis del sistema de generación fotovoltaica autónoma

Para el consumo eléctrico se tienen dos componentes mostrados en la tabla 5.

Tabla 5. Consumo de Watts totales para cada componente

Componente	Cantidad	Watts AC	Horas/día	Días/semana	÷ 7días	Watts totales
Compresor	1	169	6	5	7	724.28
Controlador	1	0.04	6	5	7	0.0429

De la tabla 5 se tiene que tanto el compresor como el controlador, serán usados durante 6 horas al día y 5 días a la semana, obteniendo un promedio de consumo diario AC de 724.32W.

2.6.1 Dimensionamiento de baterías

Se seleccionó una batería tipo recargable modelo BP33-6, de este modelo se tiene que el voltaje es de 6V y la capacidad es de 33 AH con una eficiencia de 80 % y un límite de descarga de 50%. Adicionalmente se designa como voltaje del sistema de corriente directa 24V y que la eficiencia del inversor es de 87%. Las fichas técnicas de ambos componentes se muestran en el apéndice B.

2.6.2 Dimensionamiento de los módulos

Se seleccionó un modelo Sunwise tipo SW85 como módulo, del cual se tiene que el voltaje es 12V y el módulo de corriente de cortocircuito es 5.7.

Para completar el análisis se estima que el día tiene 5 horas pico de sol y 1 día de autonomía, es decir, que será nublado y no podrá generarse energía en ese momento.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Resultados teóricos del análisis de transferencia de calor

3.1.1 Condensador

Para ΔT_m primero se calcula la temperatura logarítmica (LMTD) que luego se la multiplicará por los factores de reducción, usando las ecuaciones (14) – (19), y así, se obtienen los resultados de la tabla 6.

Tabla 6. Resultados teóricos para el intercambiador

Descripción	Simbología	Temperatura °C
Temperatura de salida del refrigerante	T_{ho}	57.88
Temperatura de entrada del refrigerante	T_{hi}	62.96
Temperatura de salida del aire	T_{co}	25
Temperatura de entrada del aire	T_{ci}	14
Temperatura logarítmica	LMTD	41.37
Temperatura promedio	ΔT_m	40.54

Finalmente, para el condensador se muestran los resultados en la tabla 7.

Tabla 7. Resultados teóricos del condensador

Variable	Ecuación	Valor
Flujo másico aire (kg/s)	(10)	2.1×10^{-3}
Potencia para calentar el aire (W)	(11)	23.2
Flujo másico refrigerante (kg/s)	(12)	1.56×10^{-4}
Coefficiente global de transferencia (W/m ² K)	(20)	18.1
Área superficial (m ²)	(21)	0.0317
Longitud total (m)	(23)	1.6
Número de vueltas	(24)	3

3.1.2 Evaporador

3.1.2.1 Aire

Usando las ecuaciones (25) – (28) se obtienen los resultados de la tabla 8.

Tabla 8. Resultados teóricos del aire para el evaporador

Variable	Ecuación	Valor
Energía disipada (W)	(25)	18.3
Número de Rayleigh	(26)	4.164×10^3
Número de Nusselt	(27)	4.81
Coefficiente de convección (W/m ² K)	(28)	9.75

3.1.2.2 Refrigerante

Usando las ecuaciones (29) – (33), y así, se obtienen los resultados de la tabla 9.

Tabla 9. Resultados teóricos del refrigerante para el evaporador

Variable	Ecuación	Valor
Área seccional interna (m ²)	(29)	8.189x10 ⁻⁵
Velocidad (m/s)	(30)	1.48x10 ⁻³
Número de Reynolds	(31)	870.96
Factor de fricción	(32)	0.0735
Coefficiente de convección (W/m ² K)	(33)	28.75

Finalmente, para el condensador se muestran los resultados en la tabla 10.

Tabla 10. Resultados teóricos del evaporador

Variable	Ecuación	Valor
Coefficiente global de transferencia (W/m ² K)	(34)	8.53
Área superficial (m ²)	(35)	0.195
Longitud total (m)	(36)	9.77
Número de vueltas	(37)	6

3.1.3 Compresor

De la ecuación (38) se tiene que $W_{net} = 5 W$

Sin embargo, comercialmente las potencias de los compresores están estandarizadas en unidades inglesas, es decir, en caballos de potencia (HP). Por tanto, la potencia se puede aproximar en HP a 0.01. Esta potencia no es comercializada, así que se seleccionó el compresor con menor potencia en el mercado, siendo un compresor de 1 8 de HP. El compresor seleccionado para la construcción es el Embraco FF18.5HAK. Para la selección del tubo capilar se muestra la tabla en el apéndice C, en donde se muestra las dimensiones del tubo capilar dependiendo del compresor utilizado; sin embargo, a lo ya mencionado respecto al mercado, se hizo selección de este componente con las características de compresor más bajas.



Figura 4. Construcción final del sistema

3.2 Diseño del sistema fotovoltaico autónomo

Con los datos obtenidos anteriormente se tiene para el dimensionamiento de las baterías en la tabla 11 y de los módulos en la tabla 12.

Tabla 11. Número de baterías requeridas por el sistema

Promedio consumo AC (Wh/día)	÷	Eficiencia inversor	+	Promedio consumo DC (Wh/día)	÷	Voltaje sistema DC	=	Promedio Amp-h/día
[(724.3229		87%)		0		24		34.69
Promedio Amp-h/día	x	Días de autonomía	÷	Límite de descarga	÷	Capacidad AH batería	=	Baterías en paralelo
34.69		1		50%		33		2
Voltaje sistema DC	÷	Voltaje batería	=	Baterías en serie	x	Baterías en paralelo	=	Total de baterías
24		6		4		2		8

Tabla 12. Número de módulos requeridos por el sistema

Promedio Amp-h/día	÷	Eficiencia Batería	÷	Pico de sol (h/día)	=	Pico del arreglo (Amps)
34.69		80%		5		8.67 ≈ 9
Pico del arreglo (Amps)	÷	Pico módulo (Amps)	=	Módulos en paralelo		Módulo de corriente de cortocircuito
9		4.88		2		5.7
Voltaje sistema	÷	Voltaje módulo	=	Módulos en serie	x	Módulos en

DC					paralelo
24		12		2	2

3.3 Resultados termodinámicos del sistema de refrigeración

En la tabla 13 se muestran los valores termodinámicos reales del sistema de refrigeración acoplado a la estructura del atrapanieblas.

Tabla 13. Datos de los Estados del Ciclo (Real)

Estado	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)
1	8.2	206	255.15	0.92724
2	57.1	600	290.1	1.03312
3	49.7	600	289.99	1.01119
4	2.1	206	254.84	0.97623

Los datos de temperatura y presión se obtuvieron con un pirómetro y manómetros, a la salida del compresor y del tubo capilar, respectivamente. A pesar de que teóricamente los estados 1-2 ocurren en un estado isentrópico, realmente existe un aumento de la entropía, al igual que se puede observar que en los estados 3-4 teóricamente no existe cambio de entalpía, esta disminuye en la realidad. Adicionalmente, se obtuvo que la temperatura dentro de las mallas atrapanieblas se mantuvo en un rango entre 6.9°C y 7.8°C, asegurando de este modo que el sistema atrapanieblas alcance el punto de rocío en todo el tiempo de

funcionamiento de la refrigeración. Para regular esta temperatura se utilizó un controlador de refrigeración tipo Full Gauge MT512E2HP, con el fin de encender y apagar el compresor al llegar a las temperaturas deseadas.

Con la ficha técnica del compresor utilizado se puede obtener que, para las temperaturas indicadas del ciclo, el consumo de este es de 161 W. Con los datos obtenidos, de la ecuación 36, se tiene que el trabajo neto real para el ciclo es 5.45 W. De la ecuación 25, se tiene la energía disipada en el evaporador, la cual es 0.05 W y de la ecuación 11.1 se tiene que la potencia requerida en el condensador es de 0.017 W.

3.4 Eficiencia experimental del atrapanieblas

Se obtuvieron datos de temperatura diarios para tener una temperatura promedio, mostrados en la figura 5.

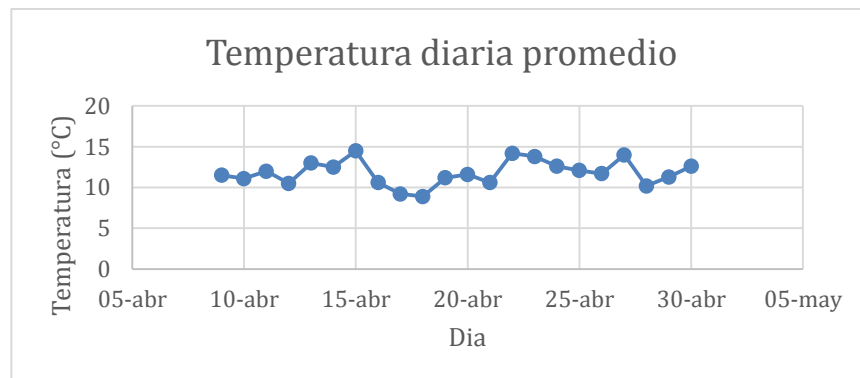


Figura 5. Datos de temperatura diarios obtenidos

De donde se tiene que la temperatura ambiente promedio durante las horas que se hará uso del sistema de refrigeración es 11.8°C (284.8 K). Así, de la ecuación 7 la presión de saturación es 1.3664 KPa. Con este valor, la presión atmosférica y la humedad relativa, de la ecuación 6 se tiene que la humedad absoluta es 62.4%

Para obtener la velocidad del viento, se tomaron datos cada hora para tener un promedio de velocidad, mostrados en la figura 6.

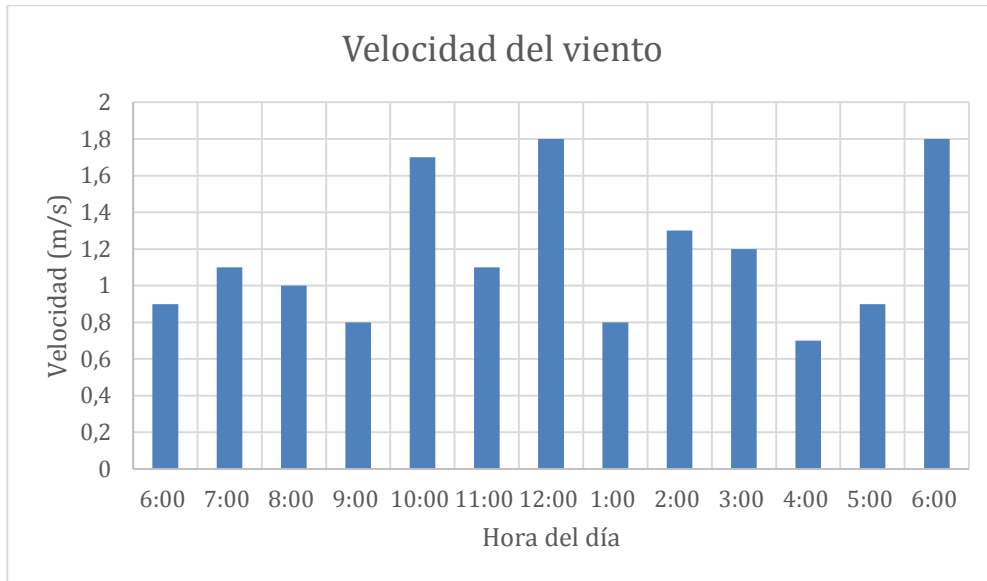


Figura 6. Datos de la velocidad del viento en horas de uso del sistema

De donde, la velocidad promedio es 1.183 m/s.

3.4.1 Eficiencia experimental sin refrigeración

Se tomaron datos de recolección de agua del sistema atrapanieblas sin el sistema de refrigeración, los datos obtenidos se muestran en la figura 7.

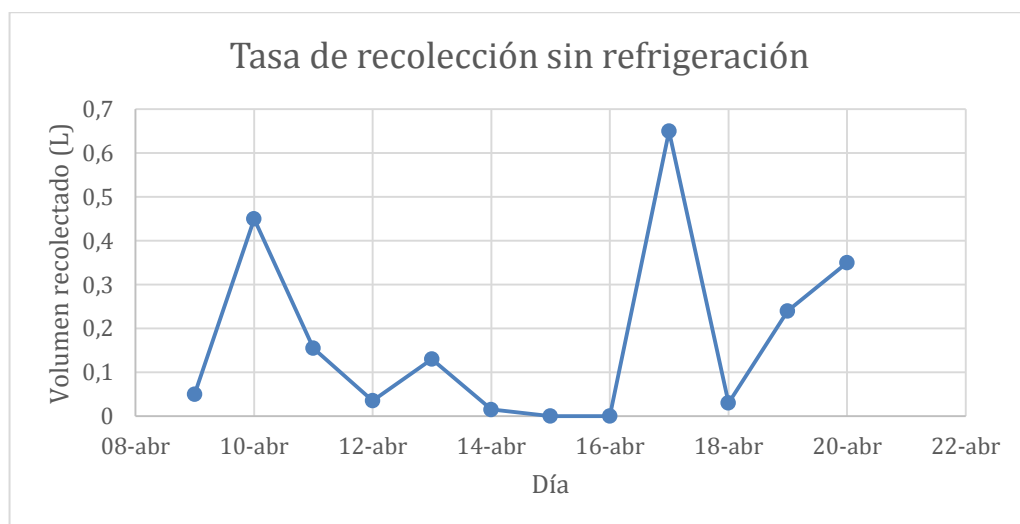


Figura 7. Tasa de agua recolectada sin sistema de refrigeración

De donde, el promedio de agua recolectada es 0.175 L/día m².

Así, de la ecuación 5 se tiene que la eficiencia experimental para el atrapanieblas sin el sistema de refrigeración es 23.7%.

3.4.2 Eficiencia experimental con refrigeración

Se tomaron datos de recolección de agua del sistema atrapanieblas con el sistema de refrigeración, los datos obtenidos se muestran en la figura 8.

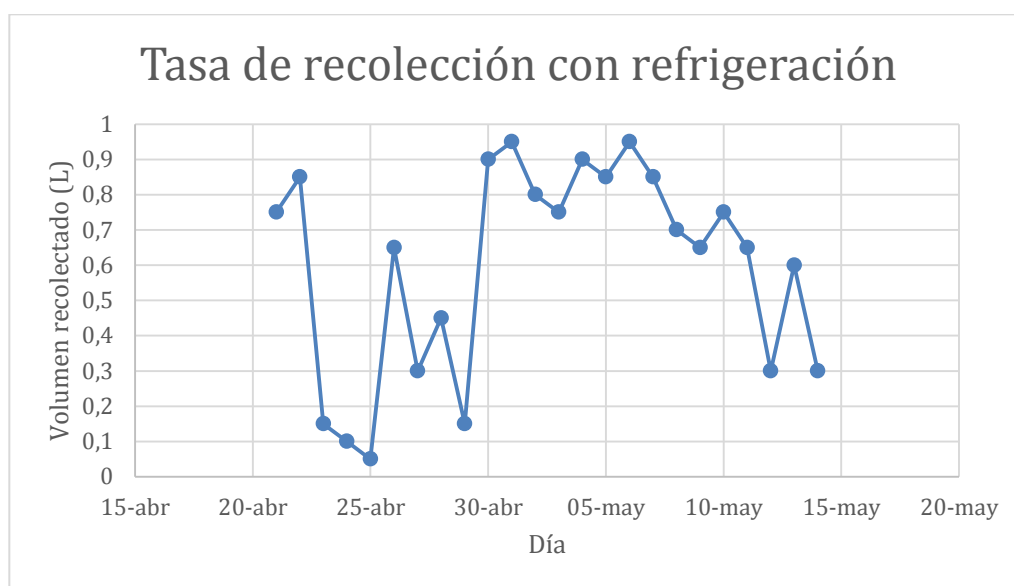


Figura 8. Tasa de agua recolectada con sistema de refrigeración

De donde, el promedio de agua recolectada es de 0.597 L/día m².

Así, de la ecuación 5 se tiene que la eficiencia experimental para el atrapanieblas sin el sistema de refrigeración es 80.1%

3.5 Comparación de resultados de recolección

Con los datos obtenidos de recolección de agua tanto sin refrigeración como con refrigeración, se puede observar que la tasa por día por metro cuadrado fue mayor una vez incorporado el sistema de refrigeración, la cual es 3.4 veces mayor. En la figura 9 se pueden observar datos de recolección alrededor del mundo para sistemas LFC, mostrándose entre

paréntesis la cantidad de días al año con neblina; sin embargo, se puede obtener una comparación con los resultados de recolección y en la figura 10 los parámetros y características más importantes de cada país con tecnología de recolección.

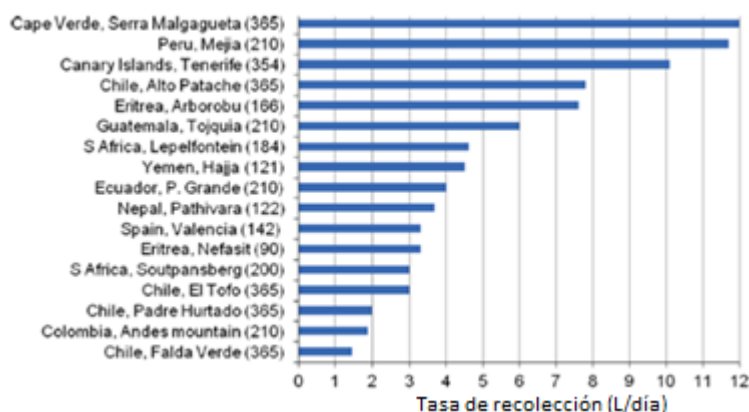


Figura 9. Tasa de recolección para LFC alrededor del mundo (Fessehaye, 2014)

Countries	Site	Operational years	No. of LFCs	Purpose	Current status	Reason for success, continuation, or termination	Sources
Canary Islands	Tenerife (Anaga)	2000–2010*	4	Research on the characteristics of fog and its interaction with vegetation	Operational	Interest in the study of fog characteristics on the island of Tenerife	[53]
Cape Verde	Serra Malgagueta	2003		Community water supply	Not operational	Insufficient involvement of the communities and not enough support given by official service	[54]
Chile	El Tofo (Chungungo)	1987–2002	100	Community water supply	Not operational	Local politics prevented upgrade to support the conventional water supply system	[20,55]
	Alto Patache	1997–2010*	2	Ecosystem and climate research	Operational	Interest for scientific purposes. Also, fog-water collected is used for greenhouse crops	[20,56]
	Padre Hurtado	1999–2004	10	Community water supply	Not operational	The church terminated staff appointments and operation of the sanctuary	[32]
Colombia	Falda Verde	2001–2010*	10	Grow Aloe Vera	Operational	Strong involvement and commitment by fishermen	[20]
	Andes Mountain	2008–2010*	1	Rural water supply, environmental education and social reintegration	Operational	Full involvement of the community, both in the experimental and operational stages	[31]
Ecuador	Pachamama Grande	1995–1997	40	Community water supply	Not operational	Lack of technical skills and involvement by local partners	[57]
Eritrea	Arborobu	2005–2010*	10	Community water supply	Operational	Strong will of the zonal and local administration to set it as operational model	[58]
	Nefasit	2005–2009	10	Community water supply	Not operational	Mesh damage, insufficient commitment by the school and community at large since new conventional water supply installed	
Guatemala	Tojquia	2006–2010*	35	Community water supply	Operational	Strong community involvement	[36,59]
Nepal	Pathivara Temple	2001–2010*	2	Water supply for the temple	Operational	Addressed the strong need of the temple for sufficient water	[60]
Peru	Mejia	1995–1999	20	Research on rehabilitation of the lomas ecosystem by fog water	Project completed	Fulfilled the main objectives of the research project (verifying the possibility of rehabilitation of the lomas ecosystem through reforestation supported by fog water)	[32]
South Africa	Lepelfontein	1999–2001	1	Water supply for school	Not operational	Poor maintenance and gale force winds led to failure of the system	[22,1,61,62]
	Soutpansberg	2001–2008	7	Water supply for school	Not fully operational	Lack of required maintenance by recipients and strong wind	[18,48,1]
	Brook's Nek (Eastern Cape)	2010*	3-panel system**	Research to test a new design for fog-water collection	Operational	The preliminary result indicates the system is stable and resistant to strong wind. It has a mesh made up of co-knit stainless steel and polypropylene yarn	[22]
	Lamberts and Doring Bay (West Coast)	2010*	9-panel system				
	Zondachsberg	2010*	3-panel system				
Spain	Valencia	2007–2010*	1	To irrigate 620 one-year-old seedlings of <i>Pinus pinaster</i> and <i>Quercus ilex</i>	Project completed	Very successful for two years following which the adjacent trees grew tall and were able to collect by themselves	[33,52]
Yemen	Hajja	2003–2005	25	Community water supply	Not operational	Lack of maintenance; use of a non-standard mesh and strong wind	[43,45]

Figura 10. Estado operacional de los LFC alrededor del mundo (Fessehaye, 2014)

En la figura 10 se puede observar los diferentes parámetros y características para recolectores LFC. En Ecuador se tiene una recolección de 4 L diarios por cada malla, lo que

quiere decir que de cada recolector LFC, de 40 m² (Fessehaye, 2014), se obtienen aproximadamente 0.1 L/día m². De esta manera, se puede comparar el valor logrado con el sistema de refrigeración con los datos de Mejía, Perú, los cuales son de 11.8 L/día con 20 recolectores LFC, es decir, 0.295 L/día m² por cada recolector. Como las mallas tienen casi 2 m² de área, la tasa de recolección por cada metro cuadrado para el sistema sin sistema de refrigeración es de 0.088 L/m² día y con refrigeración es de 0.299 L/m² día. Por tanto, el sistema de refrigeración logró recolectar agua a una tasa únicamente por debajo de Cabo Verde.

3.6 Presupuesto

En la tabla 14 se muestran en detalle los materiales y accesorios usados en la construcción final del sistema; sin embargo, no se toma en cuenta el sistema fotovoltaico autónomo ya que este es teórico en caso de que se coloque el atrapanieblas en un lugar sin acceso a energía eléctrica.

Tabla 14. Presupuesto necesario para la construcción del sistema

Cantidad	Descripción	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
1	Compresor 1/8 HP (segunda mano)	70	70
6	Bushing 3/8" x 1/4" bronce	1.55	9.30
4	Terminales macho 1/4" cobre	5.16	20.64
2	Niple corrido 3/8" x 1/4"	3.10	6.20
2	Varilla plata 5%	3.33	9.99
2	Accesorio tipo "T" 1/4"	3.70	7.40
1	Cañería flexible cobre 3/8" x15 m	38.70	38.70

2	Válvula tipo globo ¼"	5.61	11.22
2	Manómetro c/glicerina ¼"	10.75	21.50
1	Tubería capilar 0.032"	3.43	3.43
1	Controlador refrigeración Full Gauge	30.24	30.24
1	Mano de obra soldadura	65	65
1	Cable de luz doble tipo 12	1.50	1.50
1	Adaptador eléctrico	2.50	2.50
4	Soporte madera 0.05x1.50	1.25	5
2	Disco de madera 0.8 m x 6 mm	10	20
2	Malla Raschel 60% x metro	3	6
2	Alambre acero galvanizado x kg	1.8	3.60
15	Pernos c/tuerca 3/8"	0.10	1.50
2	Refrigerante R134-a	5	10
			343.72

4. CONCLUSIONES

Como se ha podido analizar a lo largo del proyecto el objetivo principal fue incorporar un sistema de refrigeración en una estructura atrapanieblas para mejorar la eficiencia de esta. Mundialmente se conocen datos de recolección para sistemas SFC y LFC bidimensionales, colocados perpendicularmente en la dirección del viento, con el diseño en tres dimensiones se optimizó la ubicación de la estructura, despreciando este factor, con esto se reduce el tiempo de estudios meteorológicos y se facilitan los cálculos de eficiencia del sistema. La estructura cilíndrica no solo permite despreciar la dirección del viento, sino que tiene una mayor área de recolección al contar con doble malla y mayor superficie de contacto con la niebla. El promedio de recolección diario sin el sistema de refrigeración fue de 0.175 litros, un valor mayor al promedio del país por recolector, incluso siendo un tipo LFC, lo cual da una idea de la mejora en el diseño. Otro punto para analizar es la eficiencia, que teóricamente se encuentra en un valor ente 20% y 30%, experimentalmente se encontró un valor de 23.7%, el cual se encuentra dentro de este porcentaje. Esta eficiencia experimental es directamente proporcional a la cantidad de agua recolectada, así es que, al aumentar el promedio de recolección, aumenta la eficiencia y se llega al resultado obtenido al incorporar un sistema de refrigeración, 80.1%.

El ciclo termodinámico real del ciclo de refrigeración instaurado se aprecia en la tabla 13 que, comparando con la tabla 1, se puede apreciar diferencias considerables en la presión, más no en la temperatura. La disminución de la presión experimental se dio debido a la potencia del compresor que es pequeño en comparación a la presión que se idealizó para el ciclo, pero esta potencia es mayor a la requerida para lograr las temperaturas, asegurando de esta manera que se cumpla el objetivo propuesto de llegar más rápido al

punto de rocío y mantener a las mallas en esa temperatura. Cabe recalcar que, a pesar de usarse un tubo capilar en lugar de una válvula de expansión, se pudo regular la temperatura en las mallas atrapanieblas con el controlador de refrigeración, el cual se encargó de encender y apagar el compresor según el rango de temperaturas que debía trabajar el compresor.

Debido a lo mencionado sobre la potencia del compresor, el aumento de la eficiencia en el sistema atrapanieblas, al estar una mayor cantidad de tiempo, y más rápido, las partículas de agua en la niebla a una temperatura de condensación en las mallas es posible recolectar una mayor cantidad de agua. Con la cantidad promedio de agua recolectada se puede comprobar que el sistema de refrigeración cumple con lo propuesto acerca de mejorar la eficiencia de recolección de agua de niebla y sería factible la realización de un sistema LFC para una mayor tasa de recolección.

Finalmente, el presupuesto utilizado no es muy elevado y para el mantenimiento solo se requiere del cambio de mallas por destrucción o desgaste, el cual se puede dar en el mejor de los casos cada 10 años, y de limpieza en la canaleta para evitar obstrucción por materiales orgánicos que caen dentro del sistema y, por último, también es factible la incorporación del sistema fotovoltaico autónomo, ya que no es necesario muchos componentes, basta con 8 baterías y 4 módulos para un funcionamiento óptimo del sistema de refrigeración. El único problema que se tendría es la exposición al agua de los componentes eléctricos, por lo que se requeriría de una protección extra para evitar este contacto.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Batisha, A. F. (2015). Feasibility and sustainability of fog harvesting. *Sustainability of Water Quality and Ecology*, 6, 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.swaqe.2015.01.002>
- Cengel, Y. (2007). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Nueva York: Mc Graw Hill Education
- Embraco. (2006). Datos Técnicos del Compresor. Retrieved from Embraco: http://www.embraco.com/catalog/pdfs/FT002019_4.pdf
- Fink, C. *Diferencia entre niebla y neblina*. VIX. Recuperado el 4 de junio de 2017 desde <http://www.vix.com/es/btg/curiosidades/3853/diferencias-entre-niebla-y-neblina>
- Fessehaye, M., Abdul-Wahab, S. A., Savage, M. J., Kohler, T., Gherezghiher, T., & Hurni, H. (2014). Fog-water collection for community use. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29, 52–62. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.063>
- Ghosh, R., Ray, T. K., & Ganguly, R. (2015). Cooling tower fog harvesting in power plants - A pilot study. *Energy*, 89, 1018–1028. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.06.050>
- Incropera, F. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken: John Willey & Sons.
- López, J. Waldo, V. Meneses, R. (1989). *Construcción de atrapanieblas*. Recuperado el 4 de junio de 2017 desde <http://www2.inia.cl/medios/biblioteca/IPA/NR08655.pdf>
- Martínez, E. (2008). *Cálculo de la Temperatura de Punto de Rocío a Diferentes puntos de presión*. México: Simposio de meteorología. Recuperado el 4 de junio de 2017 desde http://www.cenam.mx/simposio2008/sm_2008/memorias/M1/SM2008-M117-1098.pdf
- Mathur, G. D. (2003, Julio 16). Heat Transfer Coefficient and Pressure Gradients For Refrigerant R152a. Alternate Refrigerant System Symposium. Phoenix, Arizona, Estados Unidos: SAE
- Perlin, J. (1999). *From Space to Earth: The Story of Solar Electricity*. Harvard University Press.
45-48.
- Pronóstico del tiempo para Quito. (2018). *Meteocast*. Ecuador. Recuperado el 26 de abril de 2018 desde <http://es.meteocast.net/forecast/ec/quito/>

Rivera, J.D. (2011). Aerodynamic collection efficiency of fog water collectors. *Atmos. Res.* 102, 335–342.

Shawabkeh, R. (2015, Septiembre 4). Steps for Design of Heat Exchanger. Dhahran: King Fahd University


Volcán Ilaló. *Tumbaco*. Recuperado el 4 de junio de 2017 desde

<http://www.tumbaco.gob.ec/web/turismo/lugares-que-visitar/volcan-ilalo>


APÉNDICE A: PLANO DE LA ESTRUCTURA DEL ATRAPANIEBLAS

APÉNDICE B: FICHAS TÉCNICAS

APÉNDICE B.1: FICHA TÉCNICA DE LA BATERÍA



VRLA Rechargeable Battery
BP7-12




FEATURES

- Maintenance free(no water topping-up required).
- No free acid(Non-spillable battery).
- Low self-discharge rate, lower than 3% capacity loss per month.
- Can be used in any orientation(excluding used inverted).
- Absorbent Glass Mat technology for efficient gas recombination.


APPLICATION


- UPS
- Laboratory Equipment
- Toy-Cars
- Power Packs
- Fishing Lights





SPECIFICATIONS


Nominal Voltage	12 V
Nominal Capacity	7.00Ah @ 20 hour rate F.V.(1.75V/cell)
Approx. Weight	2540g(5.60lbs.)
Terminals	T2 (Faston Tab 250) T1 is optional
Internal Resistance	≤25mΩ (Fully Charged)
Max. Discharge Current	105 A (5 sec.)
Max. Charge Current	2.1 A
Operating Temperature Range	Charge : 0°C-40°C(32F-104F) Discharge : -20°C-50°C(-4F-122F) Storage : -20°C-40°C(-4F-104F)
Container Material	Standard ABS (UL 94-HB) BP7-12 Optional Flame Retardant ABS (UL 94-V0) BP7-12FR




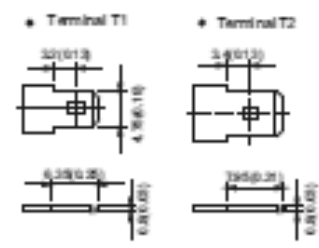








- IEC 61056-1
- JIS C 8702-1
- GB/T 19639.1
- VDS G100077

DIMENSION(mm/inch)	OUTER DIMENSIONS	TERMINAL TYPE
<ul style="list-style-type: none"> ■ Length 151±1.5 (5.94±0.06) ■ Width 65±1.5 (2.56±0.06) ■ Container Height 93±1.5 (3.66±0.06) ■ Total Height 98±2.0 (3.86±0.08) 		

Constant power discharge characteristics at 25 °C/77 °F Unit: W

Discharge Time	5 Min	10 Min	15 Min	30 Min	1 Hr	3 Hr	5 Hr	10 Hr	20 Hr
1.80V	293	196	149	88.8	50.9	20.40	14.07	7.86	4.14
1.75V	295	202	156	92.2	52.5	20.81	14.26	7.96	4.20
1.70V	311	209	161	94.3	53.4	21.00	14.36	8.02	4.22
1.65V	325	214	165	95.6	54.1	21.15	14.41	8.04	4.24
1.60V	336	219	168	96.6	54.6	21.27	14.45	8.04	4.24

Constant current discharge characteristics at 25 °C/77 °F Unit: A

Discharge Time	5 Min	10 Min	15 Min	30 Min	1 Hr	3 Hr	5 Hr	10 Hr	20 Hr
1.80V	22.8	16.4	13.0	7.53	4.28	1.70	1.172	0.655	0.345
1.75V	26.9	17.8	13.8	7.81	4.41	1.73	1.190	0.665	0.350
1.70V	28.6	18.4	14.0	7.90	4.49	1.75	1.198	0.668	0.352
1.65V	29.8	18.8	14.3	8.11	4.54	1.76	1.201	0.670	0.353
1.60V	30.8	19.2	14.6	8.19	4.59	1.77	1.204	0.670	0.353

All data and values are subject to change without prior notice. All measures the right to be updated without notice and without liability.

AD RRV Max 2010

Powered by **B.B. Battery Co., Ltd.**

APÉNDICE B.2: FICHA TÉCNICA DEL INVERSOR



Phoenix 12/375 VE.Direct



Phoenix 12/375 VE.Direct



Puerto de comunicación VE.Direct

El puerto VE.Direct puede conectarse a:

- Un ordenador (se necesita un cable de interfaz VE.Direct a USB)
- Smartphones Apple y Android, tabletas, mackbooks y demás dispositivos (se necesita una mochila VE.Direct a Bluetooth Smart)

Totalmente configurable:

- Niveles de disparo de la alarma y restablecimiento por tensión baja de la batería.
- Niveles de desconexión y reinicio por tensión baja de la batería.
- Tensión de salida 210 - 245V
- Frecuencia 50 Hz o 60 Hz
- On/off del modo ECO y sensor de nivel del modo ECO

Seguimiento:

- Tensión y corriente de entrada/salida alarmas

Fiabilidad probada

La topología de puente completo más transformador toroidal ha demostrado su fiabilidad a lo largo de muchos años.

Los inversores están a prueba de cortocircuitos y protegidos contra el sobrecalentamiento, ya sea debido a una sobrecarga o a una temperatura ambiente elevada.

Alta potencia de arranque

Necesaria para arrancar cargas como convertidores para lámparas LED, halógenas o herramientas eléctricas.

Modo ECO

En modo ECO, el inversor se pondrá en espera cuando la carga descienda por debajo de un valor predeterminado. Una vez en espera, el inversor se activará brevemente (ajustable; por defecto: cada 2,5 segundos). Si la carga excede el nivel predeterminado, el inversor permanecerá encendido.

Interruptor on/off remoto

Se puede conectar un interruptor On/Off remoto a un conector bifásico o entre el positivo de la batería y el contacto de la izquierda del conector bifásico.

Diagnóstico LED

Por favor, consulte el manual para obtener su descripción.

Para transferir la carga a otra fuente CA: el conmutador de transferencia automático

Para nuestros inversores de menor potencia recomendamos nuestro conmutador de transferencia automático Filax. El tiempo de conmutación del "Filax" es muy corto (menos de 20 milisegundos), de manera que los ordenadores y demás equipos electrónicos continuarán funcionando sin interrupción.

Disponibles con tres tomas de corriente distintas

Schuko

UK (BS-1363)

AU/NZ (3112)

EC-320 (enchufe macho incluido)



Bornes de tornillo

No se necesitan herramientas especiales para su instalación

Inversor Phoenix	12 voltios 24 voltios 48 voltios	12/250 24/250 48/250	12/375 24/375 48/375	12/500 24/500 48/500
Potencia cont. a 25°C (1)		250VA	375VA	500VA
Potencia cont. a 25°C / 40°C		200 / 175W	300 / 260W	400/350W
Pico de potencia		400W	700W	900W
Tensión / frecuencia CA de salida (ajustable)		230VCA +/- 3% 50Hz o 60Hz +/- 0,1%		
Rango de tensión de entrada		9,2 - 17 / 18,4 - 34,0 / 36,8 - 62,0V		
Desconexión por CC baja (ajustable)		9,3 / 18,6 / 37,2V		
Reinicio y alarma por CC baja (ajustable)		10,9 / 21,8 / 43,6V		
Detector de batería cargada (ajustable)		14,0 / 28,0 / 56,0V		
Eficacia máx.		87 / 88 / 88%	89 / 89 / 90%	90 / 90 / 91%
Consumo en vacío		4,2 / 5,2 / 7,9W	5,6 / 6,1 / 8,5W	6 / 6,5 / 9W
Consumo en vacío predeterminado en modo ECO (Intervalo de reintento: 2,5 s, ajustable)		0,8 / 1,3 / 2,5W	0,9 / 1,4 / 2,6W	1 / 1,5 / 3,0
Ajuste de potencia de parada y arranque en modo ECO		Ajustable		
Protección (2)		a - f		
Rango de temperatura de trabajo		-40 to +65°C (refrigerado por ventilador) (reducción de potencia del 1,25% por cada °C por encima de 25°C)		
Humedad (sin condensación)		máx. 95%		
CARCASA				
Material y color		Chasis de acero y carcasa de plástico (azul RAL 5012)		
Conexión de la batería		Bornes de tornillo		
Sección de cable máxima:		10 mm ² / AWG8	10 mm ² / AWG8	10 mm ² / AWG8
Tomas de corriente CA estándar		Schuko (CEE 7/4), IEC-320 (enchufe macho incluido) UK (BS 1363), AU/NZ (AS/NZS 3112)		
Tipo de protección		IP 21		
Peso		2,4kg / 5,3lbs	3,0kg / 6,6lbs	3,9kg / 8,5lbs
Dimensiones (al x an x p en mm.) (al x an x p, pulgadas)		86x165x260 3,4x6,5x10,2	86x165x260 3,4x6,5x10,2	86x172x275 3,4x6,8x10,8
ACCESORIOS				
On/Off remoto		Sí		
Conmutador de transferencia automático		Fílix		
ESTÁNDARES				
Seguridad		EN/IEC 60335-1 / EN/IEC 62109-1		
EMC		EN 55014-1 / EN 55014-2 / IEC 61000-6-1 / IEC 61000-6-3		
Directiva de automoción		2004/104/CE EN 50498		
1) Carga no lineal, factor de cresta 3:1				
2) Claves de protección:				
a) cortocircuito de salida				
b) sobrecarga				
c) tensión de la batería demasiado alta				
d) tensión de la batería demasiado baja				
h) temperatura demasiado alta				
f) ondulación CC demasiado alta				

APÉNDICE C: TABLA DE SELECCIÓN PARA TUBO CAPILAR

COLECCION

Tabla de Referencia de Aplicación Tubos Capilares - Línea Comercial

Fluido Refrigerante	Referencia Comercial (HP)	Modelo Compresor	Modelo Unidad Condensadora	LM	Aplicación	Diámetro (pulgadas)	Longitud (metros)
R-134a	1/6	AZ0387YS	UAZ0387YS	UAZ430	MBP	0,032	2,5
	1/5	AZ0411YS	UAZ0411YS	UAZ440	MBP	0,036	2,7
	1/4	AZ0413YS	UAZ0413YS	UAZ445	HBP	0,042	1,8
					MBP	0,042	2,0
	1/3 +	TP1413YS	UTP1413YS	UTP103	LBP	0,036	2,5
	1/2	TP1415YS	UTP1415YS	TP105	LBP	0,036	2,5
					HBP	0,050	2,0
	1/3	AE4430YS	UAE4430YS	UAE540	MBP	0,042	3,0
					HBP	0,050	1,5
	1/3 +	AE4440YS	UAE4440YS	UAE630	MBP	0,042	1,5
					HBP	0,064	3,0
	1/2	AE4448YS	UAE4448YS	UAE660	MBP	0,050	3,0
				HBP	0,064	1,8	
1/2 +	TYA4466YES	UTYA4466YES	UTY301	MBP	0,050	2,0	
				HBP	0,064	1,5	
3/4	TYA4475YES		TY302	MBP	0,050	1,5	
				HBP	0,064	1,0	
R-22	1/4	AE9415ES	UAE9415E	UAE162	HBP	0,050	3,0
					MBP	0,036	2,5
	1/3	AE9422ES	UAE9422E	UAE172	HBP	0,050	2,0
					MBP	0,042	3,0
	1/2	AE9430ES	UAE9430E	UAE182	HBP	0,050	1,5
					MBP	0,042	2,0
	1	TYA9455EES	UTY9455E	UTY201	HBP	0,064	1,5
					MBP	0,050	2,0
	1 1/4	TYA9467EES	UTY9467EES	UTY202	HBP	0,064	1,5
					MBP	0,064	1,0
	1 1/4 +	TYA9474EES	UTY9474E	UTY203	HBP	0,064	1,5
					MBP	0,064	1,0
R-404A	1/2	AE2411ZER	UAE2411ZER	UAE820	LBP	0,036	1,7
	1/2 +	AE2413ZFR	UAE2413ZFR	UAE823	LBP	0,036	1,5
	3/4	AEA2415ZES	UAE2415ZES	UAE825	LBP	0,042	2,5
	1	TYA2431ZES	UTY2431ZES	UTY411	LBP	0,050	2,6
	1 1/4	TYA2438ZES	UTY2438ZES	UTY412	LBP	0,050	2,0
				LBP	0,050	1,5	

TBL - 104 - 04/12

Referencias

Aplicaciones	Temp. Evaporación	Temp. Condensación
LBP	-23,3 °C	54,4 °C
MBP	-6,7 °C	54,4 °C
HBP	7,2 °C	54,4 °C

